

Sys. 1996854

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo

Departamento de Engenharia Mecânica

Projeto Mecânico

10.0
(dez)
OK

Análise e projeto de uma instalação de abastecimento
de veículos com gás natural e biogás

Autor: Eduardo Lobo Lustosa Cabral

Orientador: Prof. Marcos de Mattos Pimenta

1982

Sumário

Este trabalho teve a finalidade de estudar os processos que ocorrem numa estação de reabastecimento de veículos com gás. Foram estudados dois tipos básicos de instalação: uma estação de abastecimento diurno de uma frota de táxis, onde há relativa preocupação com o tempo de reabastecimento, e o reabastecimento noturno de veículos sem preocupação com tempo e utilizando biogás.

Para a instalação de abastecimento de táxis, inicialmente foram sintetizadas algumas soluções e escolhida a que melhor se adaptava aos requisitos básicos. Estudou-se o processo de enchimento dos tanques de armazenamento e o processo de reabastecimento realizado com o compressor, para que este estudo juntamente com o estudo da perda de calor por convecção natural pela superfície dos tanques, concluir-se da necessidade do resfriamento dos gases de descarga do compressor. Fez-se o pré-projeto do trocador de calor, para servir como modelo.

Posteriormente foi realizado o estudo completo do processo de reabastecimento utilizando os reservatórios de gás, contendo itens como: processo na válvula de controle de vazão e influências do compressor no processo. Para este estudo foi criado um programa de computador e a partir das respostas, conclui-se que o modelo adotado inicialmente para a utilização em questão não era ideal. Definiu-se as condições requeridas ao gás na sucção do compressor, verificando-se mais uma razão para se adotar uma nova solução.

Determinou-se a solução ideal para esta utilização, que é armazenar o gás em vários estágios fazendo-se o reabastecimento em etapas. Foram definidos os níveis de pressão e realizada uma comparação entre o antigo e o novo modelo, verificando-se as vantagens da nova solução.

No estudo da instalação de biogás para reabastecimento noturno foram utilizadas as conclusões obtidas no decorrer do trabalho. Verificou-se que é essencial realizar a limpeza do biogás antes do uso e que o projeto desse tipo de instalação, deve relacionar adequadamente o tamanho do compressor e a quantidade de calor que pode ser despreendida pelos tanques dos veículos, para que não seja necessário o uso de um trocador de calor que honeraria a instalação.

Finalmente foram feitos alguns comentários e expostas as conclusões básicas sendo que outras conclusões, menos importantes, obtidas no decorrer do trabalho não foram, aqui, mencionadas.

Índice

	pág.
1. Introdução	1
2. Parâmetros de projeto	3
3. Síntese de soluções	5
3.1 Tempo médio de reabastecimento	5
3.2 Solução tipo 1	6
3.3 Solução tipo 2	7
4. Escolha da melhor solução	11
5. Funcionamento do sistema	15
6. Processo de compressão	18
6.1 Pressões intermediárias	18
6.2 Trabalho de compressão	19
6.3 Calor a retirar	23
7. Processo de enchimento utilizando somente o compressor	25
7.1 Estudo do fenômeno físico	25
7.2 Enchimento dos tanques de armazenamento	26
7.3 Reabastecimento de veículos utilizando somente o compressor	28
8. Perda de calor pela superfície dos tanques	32
8.1 Superfície dos tanques	32
8.2 Estimativa da perda de calor	33
8.3 Tanques dos veículos	35
8.4 Tanques de armazenamento	36
9. Trocador de calor	39
9.1 Considerações iniciais	39

	pág.
9.2 Análise do resfriador	41
10. Verificação dos processos de enchimento com o compressor	52
10.1 Tanques dos veículos	52
10.2 Tanques de armazenamento	53
11. Reabastecimento com os reservatórios	55
11.1 Estudo do processo	55
11.2 Tanques de armazenamento	57
11.3 Tanques dos veículos	60
11.4 Válvula controladora de vazão	61
11.5 Processo com compressor ligado	68
11.6 Pressões e temperaturas de controle	70
11.7 Programa de computador	72
11.8 Análise dos resultados	74
12. Condições requeridas do gás	78
12.1 Condensação na compressão	78
12.2 Congelamento na válvula de controle	79
12.3 Conclusão	82
13. Novo método de funcionamento	83
13.1 Novo método	83
13.2 Níveis de pressão	84
13.3 Comparação entre o novo e o antigo método de funcionamento	89
14. Tubulação e verificação das perdas de carga	91
14.1 Tubulação	91
14.2 Verificação das perdas de carga	92
15. Sistema biogás	93

	pág.
15.1 Parâmetros de análise	93
15.2 Estação de reabastecimento	98
15.3 Verificação dos processos	101
16. Conclusões e comentários	105

Anexo 1:

Desenhos

Anexo 2:

Programa de computador e exemplos de resultados do
processo de reabastecimento

Anexo 3:

Artigo sobre lavagem de biogás

Bibliografia

1. Introdução

Atualmente uma das maiores preocupações do homem é a futura escassez de recursos naturais, principalmente a de combustíveis fósseis como o petróleo. O Brasil produz somente cerca de um terço das suas necessidades de petróleo e, com o aumento real de 4 vezes nos preços do petróleo, vem experimentando grandes problemas na balança de pagamentos. Assim a pesquisa de novos campos de petróleo e gás natural, bem como o estudo e desenvolvimento de fontes alternativas de energia, tais como o carvão, a energia nuclear, o xisto, a biomassa e a energia solar, tornaram-se um assunto de primordial importância, a fim de se reduzir a vulnerabilidade econômica e estratégica a fatores externos.

Acredita-se que o Brasil poderia substituir uma boa parcela do petróleo utilizado por gás de lixo. Realmente, avaliações efetuadas pela Comgás revelam que o aproveitamento integral do lixo e dos rejeitos sanitários na Grande São Paulo seria capaz de suprir 20% das necessidades energéticas para cocção em todo o Estado, com uma produção diária de 1.500.000 metros cúbicos de metano puro; o ponto de interesse, entretanto, é que essa produção seria alcançada com gastos irrisórios se comparados aos gastos efetuados na pesquisa de petróleo. Convém notar ainda que não só o biogás, mas também o gás natural poderia substituir uma parcela do petróleo, já tendo sido encontrados grandes poços de gás natural na Amazônia e em menor escala em São Paulo.

A adequação do gás metano (encontrado no biogás e no gás natural), para fins automotivos, foi conclusivamente demonstrada pela sua larga utilização em países como Estados Unidos, Itália, Inglaterra, Canadá, Austrália e Nova Zelândia. Em adição, o gás metano traz um grande número de vantagens operacionais, sociais, econômicas e ecológicas. A maior restrição à sua penetração no mercado seria o custo da conversão do veículo e da distribuição, sendo esta mais difícil de ser superada, em razão dos altos investimentos necessários à implantação de uma linha de gás.

Deve ser mencionado que as desvantagens provenientes do uso do gás metano, como perda de potência e redução da autonomia do veículo são contrabalançadas pelas vantagens de seu uso como a redução das emissões dos veículos, o menor preço do combustível e principalmente a diminuição da importação de petróleo que irá ajudar a balança de pagamentos e reduzir a vulnerabilidade estratégica, econômica e social do Brasil.

O biogás, ou gás de lixo, é altamente competitivo para fins industriais, porém experiências relativas ao seu uso, em veículos não são tão promissoras, pois o biogás apresenta um alto teor de gás carbônico (cerca de 40%), o que implica em maiores perdas de potência e autonomia, constituindo a sua purificação um processo relativamente complexo e dispendioso. A possibilidade de obtenção do biogás a partir da biodigestão do vinhoto e de detritos animais em zonas rurais, torna-o altamente competitivo para o uso em veículos, em vista de permitir a produção de combustível a custos muito baixos e no local de uso, como também por eliminar a poluição causada pelo vinhoto.

Pode-se prever que a participação do biogás e do gás natural para fins automotivos no Brasil será sempre marginal, mesmo com as vantagens mencionadas. Pelo hábito existente da utilização de processos que suprem 95% das necessidades totais de energia, são desprezadas soluções que por natureza são parciais. Todavia é muito provável que a substituição do petróleo no futuro só seja alcançada pela cooperação de uma multiplicidade de alternativas.

O objetivo desse trabalho será estudar e analisar os processos que ocorrem em uma estação de reabastecimento de veículos com gás. Em vista desse estudo ser geralmente desprezado, passando-se diretamente à instalação e utilização dos equipamentos, este trabalho será limitado a análise destes fenômenos, sem entrar em detalhes do ponto de vista construtivo.

2. Parâmetros operacionais

Neste item estarão expostos os dados que serão utilizados para o estudo de uma estação de reabastecimento para uma frota de táxi. Os dados operacionais foram obtidos e escolhidos a partir do que já é utilizado em outros países, sendo portanto, já amplamente experimentado⁽¹⁾.

a) Nos estudos o gás será considerado como sendo gás metano, que pode ser proveniente de gás de lixo, de gás natural ou de biodigestores. Desse modo, se for considerado o biogás, estará sendo feita a hipótese de que o gás será tratado e purificado antes de ser distribuído. Se for usado o gás natural, não estará sendo feito um grande erro pois, o metano representa cerca de 85% da mistura. Consideraremos ainda que o gás provém de um "pipe-line", com umidade e impurezas controladas, as quais serão especificadas no decorrer do trabalho. Com o seguinte poder energético e pressões:

- . 0,813 Nm³ de gás equivale a 1 litro de gasolina; este é um dado estatístico obtido a partir da utilização em outros países⁽²⁾.
- . Pressão de sucção na compressão, ou pressão do gás no "pipe-line": 30,6 kPa = 4,5 psig⁽³⁾.
- . pressão nos tanques dos veículos: 2500 psig = 17.337,45 kPa (essa pressão é o resultado do melhor compromisso entre custo de compressão e autonomia desejada para os veículos⁽⁴⁾).

b) Dados da frota:

Esses dados representam uma frota de táxi média e foram obtidos a partir de pesquisa realizada no primeiro semestre de 1982 junto a algumas empresas, entre elas, Empresa de Táxis Blue e Ponto Estacionamento Aurea.

- . número de veículos: 40

(1) West, J. P. e Brown, L. G. Wellington Gas Company: Compressed Natural Gas. New Zeland Energy Research and Development Comittee, 1979

(2) West, J. P. e Brown, L. G.: Op. cit.

(3) West, J. P. e Brown, L. G.: Op cit.

(4) West, J. P. e Brown, L. G.: Op cit.

- . horas diárias de funcionamento da estação para o reabastecimento:
14 horas.
- . capacidade dos veículos:
cada carro terá 2 tanques de 45 litros totalizando 90 litros.
Esse volume de gás, à pressão de 2500 psig e temperatura ambiente de 26º C, representará 18 Nm³, sendo 0,813 Nm³ em média 1 litro de gasolina; 18 Nm³ equivalem à 22,2 litros de gasolina, o que possibilitará uma autonomia de cerca de 200 km. Nas condições de uso esse gás será utilizado em 6 ou 7 horas, o que implicará em 2 reabastecimentos de cada carro por dia.
- . consumo total de gás: 1440 Nm³/dia.
- . número médio de reabastecimentos por hora:

$$n = \frac{2 \times n^{\circ} \text{ de veículos}}{\text{horas de funcionamento}}$$

$$n \sim 6$$
- . possibilidade de reabastecimento de até 3 veículos simultaneamente.
- . os carros são movidos à gás e a gasolina, o que implicará em que eles sempre se reabasteçam com os tanques de gás vazios, pois, estando a serviço, se o gás acabar, passarão a gastar gasolina e a partir deste instante se dirigirão à estação para o reabastecimento.

Tabela 2.1

Resumo dos parâmetros para o estudo
da estação de reabastecimento

Pressão de sucção na compressão	30,6 kPa
Pressão nos tanques dos veículos	17.337,45 kPa (abs)
Número de veículos da frota	40
Capacidade dos tanques dos veículos	2 x 45 litros = 18 Nm ³
Consumo total de gás	1440 Nm ³ / dia
Tempo de funcionamento da estação	14 horas/ dia
Número médio de abastecimento por dia	80
Número médio de abastecimento por hora	6

3. Síntese de soluções

Pelo que foi exposto na introdução o fator relevante no projeto da estação de reabastecimento será o custo de aquisição e manutenção, não sendo desprezados fatores como desempenho e funcionalidade. Serão sintetizadas algumas soluções para posterior escolha da que melhor se adapte às condições desejadas.

Dois tipos básicos de solução serão sintetizados, cada um com algumas variações. Os principais fatores que serão analisados são o processo de compressão e o volume dos tanques de armazenamento, que são os principais elementos da instalação.

3.1 Tempo médio de reabastecimento

Considerando a média de 6 veículos reabastecidos por hora e intervalo de 2 minutos entre cada reabastecimento, o tempo médio de enchimento será:

$$T = \frac{60 \text{ min} - 6 \text{ veículos} \times 2 \text{ min}}{6 \text{ reabastecimentos}}$$

$$T = 8 \text{ minutos}$$

Deve ser observado que este tempo não é o tempo real de reabastecimento e sim a média dos tempos que ocorrem durante todo o dia de funcionamento da estação. Em alguns casos tem-se tempos maiores quando o abastecimento é feito somente com o compressor e menores quando o abastecimento é feito diretamente pelo gás contido nos tanques de armazenamento.

Esse tempo tem a finalidade de relacionar a vazão do compressor e o volume dos reservatórios, possibilitando dessa maneira, a síntese de soluções. Sendo também este, 8 minutos, o tempo esperado para um reabastecimento feito a qualquer momento (esperança matemática dos tempos de reabastecimento).

No enchimento dos tanques de cada veículo, tem-se:

$$\phi_V = QT \quad (3.1)$$

onde: ϕ_V = capacidade dos tanques dos veículos (18 Nm^3)

T = tempo médio de reabastecimento (8 min.)

Q = vazão total de gás (Nm^3/hr)

Será admitido que o gás que vai para os tanques dos veículos é proveniente tanto do compressor como dos reservatórios, assim, a vazão total de gás será:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{cp} + \frac{\phi_a}{H_o} \quad (3.2)$$

onde: \dot{Q}_{cp} = vazão do compressor (Nm^3/hr)

ϕ_a = capacidade dos tanques de armazenamento: (Nm^3)

H_o = tempo de funcionamento da estação (14 horas)

Substituindo a equação 3.2 na equação 3.1, obteremos uma relação entre a vazão do compressor e o volume do armazenamtno:

$$\dot{Q}_{cp} + \frac{\phi_a}{H_o} = \frac{\phi_v}{T} \quad (3.3)$$

Substituindo as grandezas pelos seus respectivos valores, teremos:

$$\dot{Q}_{cp} + \frac{\phi_a}{14} = 135 \quad (3.4)$$

3.2 Solução tipo 1:

Esse conjunto de soluções consiste na compressão feita em um só compressor ou em dois compressores em paralelo e reabastecimento feito principalmente a partir do gás contido nos tanques de armazenamento. Ver esquema da solução nos desenhos 1a e 1b.

Nesse caso foram escolhidas as seguintes condições de armazenamento⁽⁵⁾:

- . pressão máxima de armazenamento: 3200 psig = 22.164,68 kPa abs
- . temperatura média do gás armazenado: $T_{\text{ambiente}} = 26^\circ \text{C}$
- . volume específico do gás nas condições acima: $0,0061 \text{ m}^3/\text{kg}$
- . volume específico do gás às CNTP: $1,5 \text{ m}^3/\text{kg}$

Essa pressão máxima de armazenamento foi escolhida a partir de dados já utilizados em outros países, sendo portanto um valor satisfatório. Vê-se que há uma grande diferença entre essa pressão (3200 psig) e a pressão máxima nos tanques dos veículos (2500 psig), isso foi determinado

(5) West, J. P. e Brown, L. G. Op. cit.

para se ter maiores condições de utilizar o máximo possível o gás armazenado para o reabastecimento, evitando-se o uso do compressor para essa função.

Para esse primeiro grupo foram determinadas cinco soluções, das quais, três com um só compressor e duas com dois compressores em paralelo. A seguir será apresentado o roteiro de cálculo para a síntese desse grupo de soluções, sendo que estas se encontram resumidas na tabela 3.1.

Roteiro de cálculo:

- a) Determinação da fração que o volume total dos tanques de armazenamento, representa da capacidade diária do compressor:

$$\phi_a = X Q_{cp} \cdot H_o$$

A escolha do valor de X depende do que se espera da estação, ou seja, ele é função de fatores como custo esperado, tempo de reabastecimento, etc. No caso da frota de táxi em estudo, será admitido X entre 1/3 e 1.

- b) Com a equação 3.4 e com a relação definida acima, obtém-se os valores para a capacidade do compressor (Q_{cp} em Nm^3/h) e o volume dos reservatórios (ϕ_a em Nm^3).
- c) Determinação do número e do volume unitário dos tanques de armazenamento. Tendo-se em mente que o ideal é ter-se cilindros de 12,5 a 60 Nm^3 e em média 10 a 20 cilindros.

O fator de conversão do gás a CNTP para as condições de armazenamento, nesse caso será:

$$f = \frac{V_o}{V_a} = \frac{1,5}{0,0061} = 245,9.$$

3.3 Soluções tipo 2

Esse conjunto de soluções consiste na compressão feita em dois tempos: a primeira, por um compressor de vários estágios, comprimindo o gás proveniente da tubulação para o armazenamento à uma pressão menor que a dos tanques dos veículos; a segunda, realizada por um compressor de um único estágio e de grande vazão, transferindo o gás armazenado até

a pressão dos veículos. Para uma melhor visualização veja esquema no desenho 1c.

Para esse caso foram escolhidas as seguintes condições para o gás armazenado:

- . pressão máxima: 2200 psig = 15.269,1 kPa (abs)
- . temperatura média: $T_{\text{ambiente}} = 26^{\circ} \text{C}$
- . volume específico do gás nas condições acima = $0,0086 \text{ m}^3/\text{kg}$

Compressor de 1 estágio:

A utilização desse compressor visa a obter um melhor desempenho da instalação pois, tem-se a possibilidade de reabastecer um grande número de veículos por hora com tempo de abastecimento praticamente fixo, e não variável como nas soluções anteriores.

O funcionamento desse compressor é o seguinte: inicialmente, quando o gás armazenado estiver a pressão máxima, ele comprime o gás de 2200 a 2500 psig, a medida que a pressão no armazenamento cai o compressor continua a trabalhar mas com um diferencial de pressão cada vez maior, o que implica em rendimentos volumétricos cada vez menores, até que seja atingida a relação limite de pressão na qual a vazão é nula. Para esse processo ser mantido, o motor deve ser dimensionado de tal modo que sua potência seja suficiente para suportar a potência requerida quando a pressão de sucção for mínima, ou seja, quando a pressão nos tanques de armazenamento alcançar um valor mínimo pré-determinado em função das condições de serviço, da resistência mecânica do compressor e da relação limite de pressão.

Para calcular a vazão desse compressor foi considerada uma necessidade máxima de reabastecimento de 15 carros por hora:

$$15 \text{ carros/h} \times 18,0 \text{ Nm}^3 = 270 \text{ Nm}^3/\text{h}$$

Como esse compressor só estará funcionando quando algum carro estiver reabastecendo, para o cálculo da sua vazão, tem-se que descontar o tempo morto. No reabastecimento de 15 carros por hora, com 3 veículos por vez, tem-se 5 intervalos, considerando intervalos de 2 minutos cada, o tempo morto por hora será 10 minutos, portanto o compressor deve fornecer 270 Nm^3 em 50 minutos, assim:

$$\left. \begin{array}{l} 50 \text{ min} - 270 \text{ Nm}^3 \\ 60 \text{ min} - Q_{\text{cp}} \end{array} \right\} \Rightarrow Q_{\text{cp}} = 324 \text{ Nm}^3/\text{h}$$

O tempo de reabastecimento dos veículos, será

$$\text{um carro por vez:} = \frac{18 \text{ Nm}^3 \times 60 \text{ min}}{324 \text{ Nm}^3/\text{h}} = 3,3 \text{ min}$$

$$\text{dois carros por vez:} = 6,7 \text{ min}$$

$$\text{três carros por vez:} = 10,0 \text{ min}$$

Compressor de vários estágios:

A determinação da capacidade desse compressor e o volume dos tanques de armazenamento, segue o mesmo roteiro de cálculo visto no item 3.2.

Nesse caso o fator de conversão do gás a CNTP para as condições de armazenamento será:

$$f = \frac{V_o}{V_a} = \frac{1,5}{0,0086} = 174,1$$

Nesse grupo, foram sintetizadas somente duas soluções que se diferenciam somente pelo compressor de vários estágios e pelo volume dos tanques de armazenamento. Seus valores estão resumidos na tabela 3.1, sendo que nessa tabela só se encontram informações acerca do compressor de vários estágios pois, o compressor de um único estágio, já definido anteriormente, será igual para as duas soluções.

Tabela 3.1: Resumo das soluções

Solução	Número de Compressores	Capacidade dos Compressores (Nm^3/h)	fração x	Volumes do armazenamento (Nm^3)	nº de tanques	Volume dos tanques (litros)
1a	1	68,0	1/1	945	20	190
1b	1	81,0	2/3	756	15	205
1c	1	101,3	1/3	475	10	200
1d	2	40,5	2/3	756	15	205
1e	2	50,7	1/3	475	10	200
2a	1	81,0	2/3	756	20	215
2b	1	101,3	1/3	475	15	180

Obs.: As pressões de descarga do compressor e de armazenamento são diferentes para as soluções tipo 1 e 2. Nesta tabela não se encontram informações do compressor de 1 estágio para as soluções tipo 2.

4. Escolha da melhor solução

Do item anterior resultaram 7 soluções. Nesta fase do projeto será escolhida a melhor das soluções.

Para efetuar essa escolha, as várias soluções foram analisadas com base nas seguintes propriedades que foram consideradas importantes e suficientes para a determinação da que melhor se adapta aos pré-requisitos:

- . preço: talvez seja o item mais importante pois, a utilização de gás em veículos de frotas só se tornará competitivo com a gasolina se os custos não forem demasiados.
- . desempenho: essa característica visa medir a capacidade da instalação em desempenhar suas funções, comparando entre outras, se o tempo de reabastecimento é satisfatório, se é constante ou não o número máximo de veículos reabastecidos por hora, etc.
- . custo de operação: característica que tem basicamente a mesma importância que o preço, sendo que se limita a avaliar o custo de energia para fazer funcionar compressores, ventiladores e possíveis bombas de água.
- . manutenção: característica que leva em conta a quantidade de peças sujeitas a manutenção, bem como a facilidade com que essa manutenção possa ser executada.
- . espaço ocupado: é uma qualidade de pouca importância, mas que deve ser avaliada principalmente para uma estação que será instalada em uma cidade.
- . facilidade de operação: esse item visa a avaliar o grau de dificuldade de operação de cada solução, ou seja, avalia paralelamente a quantidade de instrumentos de controles necessários para o perfeito funcionamento da instalação.
- . facilidade de instalação: é uma característica intimamente ligada com o tempo de instalação da estação, que por sua vez, em determinadas situações pode se tornar de extrema importância.
- . simplicidade: qualidade ligada às duas anteriores mas com o caráter de comparar a simplicidade das instalações em todos os aspectos, não só de operação como também de equipamentos.

De posse dessas oito propriedades foram atribuídos pesos a cada uma das qualidades. Estabeleceu-se peso 5 à qualidade de maior importância (preço), sendo que este serviu de padrão para a avaliação das demais propriedades.

Segundo um critério subjetivo de comparação foram atribuídas notas de zero a dez para cada uma das propriedades das soluções. Ao final, multiplicando-se a nota atribuída a cada propriedade pelo seu peso e somando todos esses valores foi obtido uma nota que servirá de base para a escolha da melhor solução.

Deve ser mencionado que os preços não foram possíveis de ser obtidos pois, sendo os equipamentos em questão (compressores e vasos de pressão) feitos sob encomenda, os fabricantes não fornecem preços. Portanto, a propriedade preço foi avaliada comparativamente, tendo-se em mente os seguintes fatos:

- . o preço dos compressores de mesmo número de estágios não varia muito pois, as variações de vazão não são muito grandes.
- . haverá grandes diferenças de preço entre os reservatórios pois, as variações de volume são consideráveis.
- . o preço dos reservatórios se equipara ao preço dos compressores, ou seja, em relação ao preço total da instalação o peso do preço dos reservatórios é relativamente igual ao peso dos compressores.
- . imagina-se que o preço de dois compressores pequenos de 4 estágios, ou o preço de um compressor de 1 estágio somado ao preço de um compressor de 3 estágios, seja maior que o preço de um compressor grande de 4 estágios.

A partir desses fatos relativos ao preço, as soluções 1a e 2a foram descartadas pois, apresentam reservatórios de gás muito grandes sendo portanto, muito custosos, o que as torna inviáveis face aos requisitos pré-determinados.

Da matriz de avaliação com as notas finais, conclui-se que a melhor solução para as características desejadas nesse tipo de utilização é a solução 1c. Porém, a solução 2b, como uma segunda alternativa, se fosse desejado um melhor desempenho poderia ser utilizada sem prejuízos. Deve ser observado que essa é a melhor solução para o problema específico

em questão, outras utilizações, como uma frota maior, reabastecimento de veículos de passeio, etc, provavelmente requereriam outro tipo de solução.

Tabela 3.2: Matriz de avaliação das soluções

Propriedade	Peso	Solução				
		1b	1c	1d	1e	2b
Preço	5	6	9	4	8	8
Desempenho	4	7	5	7	5	10
Custo de Operação	4	8	7	7	5	5
Manutenção	3	8	8	7	7	7
Espaço ocupado	1	7	9	6	8	5
Facilidade de operação	2	8	8	7	7	6
Facilidade de instalação	1	6	9	6	8	6
Simplicidade	1	8	8	7	7	6
$\sum N \times \text{Peso}$		151	159	130	138	150

5. Funcionamento do sistema

No item anterior, foi escolhida a solução que melhor se adaptava aos pré-requisitos básicos, sem no entanto, entrar em detalhes sobre o funcionamento do sistema. Entretanto, para prosseguir no estudo, deve ser determinado o modo de operação, visando o melhor desempenho possível e aproveitando o máximo e de maneira mais racional, cada um dos principais elementos da estação.

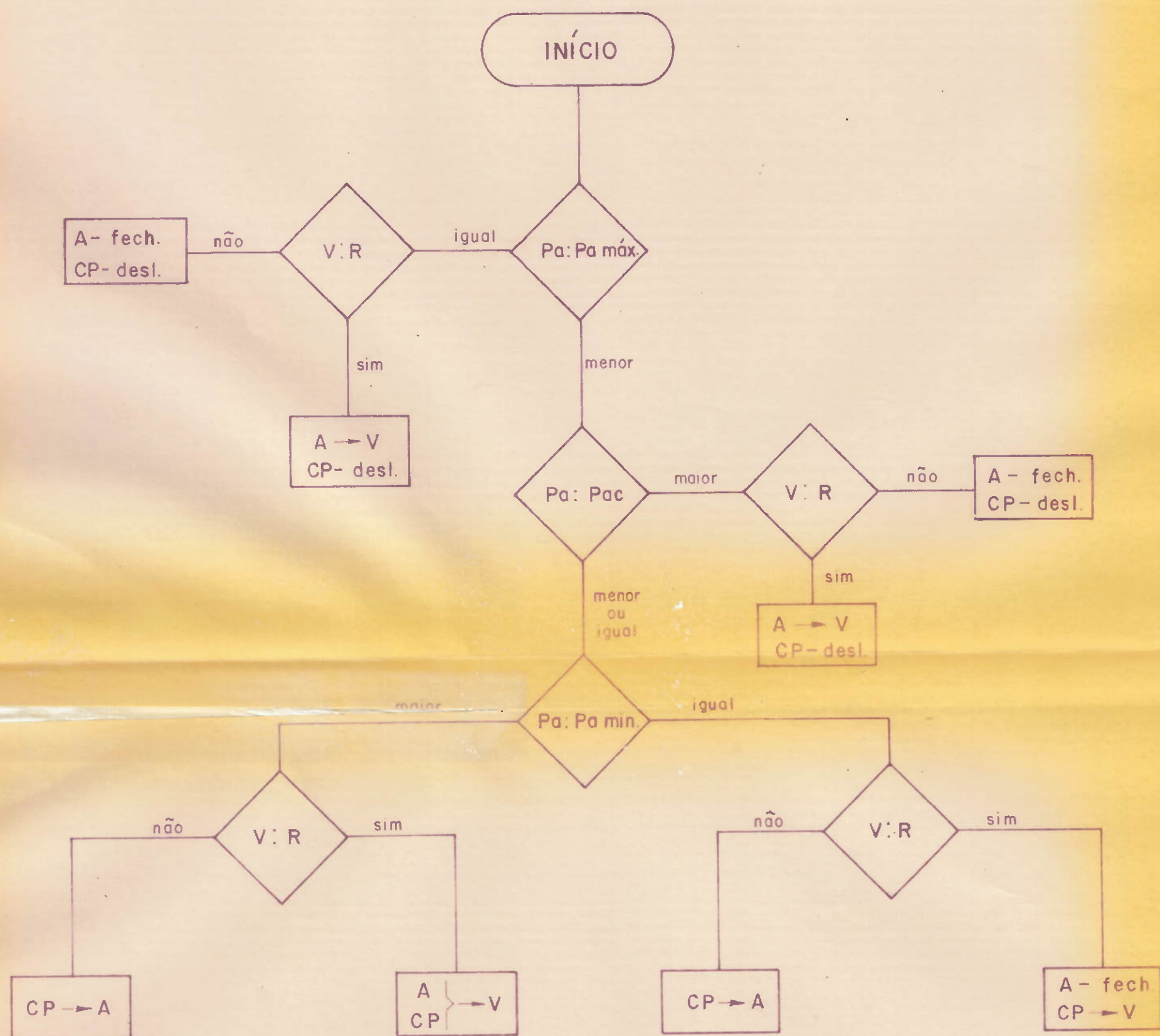
Basicamente, o funcionamento da estação seguirá o fluxograma descrito a seguir. Inicialmente, os tanques de armazenamento à pressão máxima iniciam o reabastecimento dos veículos, assim que a pressão nesses tanques atingir determinado valor, o compressor começa a funcionar, descarregando nos reservatórios. A medida que, outros veículos forem sendo reabastecidos, a pressão nos reservatórios irá caindo até atingir um valor mínimo; nesse momento os tanques de armazenamento se fecharão e o reabastecimento continuará sendo feito unicamente pelo compressor. Ao cessar o abastecimento dos veículos o compressor continuará funcionando para reencher os reservatórios até que seja atingida a pressão máxima. Outra situação seria se o reabastecimento cessasse antes da pressão mínima ser atingida nos reservatórios; nesse caso se o compressor já estivesse atuando, passaria a reencher os tanques de armazenamento até que a pressão máxima seja atingida ou, que se inicie novos reabastecimentos. Deve ser observado, que o reabastecimento de um veículo cessa assim que for atingida a pressão máxima requerida nos seus tanques de gás, pressão esta, que foi definida no item 2, adotada em função da autonomia desejada para o veículo e custos de compressão e armazenamento de gás a altas pressões.

Para uma melhor visualização está apresentado na figura 5.1, um fluxograma que representa todas as possibilidades de funcionamento do sistema, dependendo das pressões nos reservatórios e se há, ou não, veículo sendo reabastecido.

As pressões de controle mencionadas, pressão nos tanques de armazenamento na qual o compressor começa a funcionar e pressão mínima nesses tanques, são função de inúmeros fatores e serão determinadas posteriormente.

Como pode-se observar ocorrem vários fenômenos durante o funcionamento da estação, que são: enchimento dos tanques de armazenamento pelo compressor, reabastecimento de veículos diretamente

Figura 5.1: Fluxograma das possibilidades de funcionamento do sistema.



LEGENDA

Pa: PRESSÃO NOS TANQUES DE ARMAZENAMENTO

Pac: PRESSÃO NOS TANQUES DE ARMAZENAMENTO NA QUAL O COMPRESSOR É LIGADO

V:R: VERIFICAR SE HÁ OU NÃO VEÍCULO SENDO REABASTECIDO

A: ARMAZENAMENTO

CP: COMPRESSOR

V: VEÍCULO

→: VAZÃO DE GÁS NO SENTIDO DA FLECHA

pelo compressor, reabastecimento de veículos com o gás dos reservatórios e reabastecimento com o compressor e reservatório simultaneamente. Nos itens seguintes será estudado cada um dos processos separadamente.

Existem outras maneiras de operar essa estação com os mesmos equipamentos, que possibilitem melhores desempenhos, mas inicialmente o estudo será limitado ao método descrito anteriormente pois, é o processo básico. Posteriormente serão citados outros processos e algumas de suas características.

6. Processo de compressão

Nesse capítulo será estudado o processo de compressão com a finalidade de se estabelecer as características básicas do compressor, como, relações de pressão, potência e calor a retirar. O projeto e demais especificações do compressor não são de interesse neste trabalho desde que podem ser encontradas na praça, sendo já fabricados no Brasil sob encomenda pela empresa Worthington.

Basicamente o processo de compressão se dará em 4 estágios com resfriamento intermediário.

6.1 Pressões intermediárias

Em uma instalação de n estágios com resfriamento intermediário, para se ter trabalho mínimo, a seguinte relação tem que ser obedecida:

$$\frac{P_i}{P(i-1)} = \sqrt[x]{\frac{P_x}{P_o}}$$

onde: P_i = pressão intermediária

P_x = pressão de descarga do compressor

P_o = pressão de sucção do compressor

x = número de estágios

Na prática, em virtude da perda de carga no resfriados, a pressão existente logo após esse resfriador é menor que a pressão antes do mesmo; assim, levando em conta essa perda de carga, tem-se:

$$\frac{P_i}{P(i-1)} = u \sqrt[x]{\frac{P_x}{P_o}} \quad (5.1)$$

onde: $u \approx 1,01$

Para as condições de projeto, tem-se

. pressão de sucção: $P_o = 4,5 \text{ psig} = 19,19 \text{ psi abs}$

. pressão de descarga: $P_4 = 3200 \text{ psig} = 3214,69 \text{ psi abs}$

Perultando para a relação de pressão de cada estágio, o seguinte valor:

$$\frac{P_i}{P(i-1)} = r_i = 3,63$$

Que fornecerá as seguintes pressões intermediárias

$$P_o = 19,19 \text{ psi abs}$$

$$P_1 = 69,66 \text{ psi abs}$$

$$P_2 = 250,62 \text{ psi abs}$$

$$P_3 = 901,58 \text{ psi abs}$$

$$P_4 = 3243,62 \text{ psi abs}$$

Observa-se que a pressão de descarga (P_4) é ligeiramente maior que a pressão requerida pois, há uma perda de carga na linha entre o compressor e os tanques de armazenamento, assim, essa ligeira elevação na pressão de descarga serve para eliminar esse inconveniente.

A relação total de pressão será:

$$r = \frac{P_4}{P_0} = \frac{3243,62}{19,19}$$

$$r = 169,03$$

6.2 Trabalho de compressão

As hipóteses feitas para o estudo desse processo são:

- . compressão politrópica irreversível
- . metano, gás real com calor específico e constante do gás invariáveis
- . fator de compressibilidade varia linearmente com a pressão, no intervalo em estudo
- . processo em regime permanente

A hipótese de gás real com calor específico constante é amplamente válida, desde que seja utilizado um valor médio para as condições do processo.

A hipótese de que o fator de compressibilidade varia linearmente com a pressão permite considerar o metano gás real sem com isso introduzir grandes erros pois, para o intervalo em estudo não se tem grandes variações de temperatura e pode-se observar, do gráfico generalizado do fator de compressibilidade, que as curvas se aproximam de uma reta no intervalo em questão.

As hipóteses de regime permanente e compressão politrópica

irreversíveis são amplamente viáveis a medida que o processo é realmente irreversível e pode ser considerado permanente.

O trabalho de compressão de um estado 1 para um estado 2, é:

$$L_{1,2} = - \int_1^2 v dp \quad (5.2)$$

A equação da transformação politrópica irreversível para um gás real é:

$$pv^n = \text{cto}$$

$$v_2 = v_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{1/n} \cdot \frac{z_2}{z_1} \quad (5.3)$$

Supondo o fator de compressibilidade variar linearmente com a pressão, tem-se

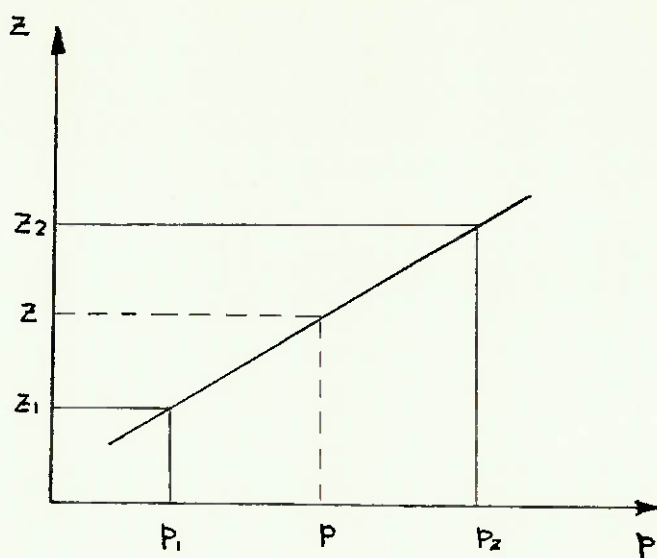


Figura 6.1: Variação do fator de compressão em função da pressão.

Do gráfico acima:

$$\frac{Z_2 - Z_1}{p_2 - p_1} = \frac{Z - Z_1}{p - p_1}$$

desenvolvendo, obtem-se:

$$\frac{Z}{Z_1} = 1 - \frac{\frac{Z_2}{Z_1} - 1}{p_2 - p_1} p_1 + \frac{\frac{Z_2}{Z_1} - 1}{p_2 - p_1} p \quad (5.4)$$

Substituindo as equações 5.3 e 5.4 na equação 5.2 e integrando, obtem-se o trabalho de compressão entre os estados 1 e 2:

$$L_{1,2} = \frac{n}{n-1} \frac{v_1 p_1}{(r-1)} \left[(r^{(n-1/n)} - 1) (r-f) + \frac{(n-1)(f-1)}{2n-1} (r^{(2n-1/n)} - 1) \right] \quad (5.5)$$

onde: $f = \frac{Z_2}{Z_1}$

r = relação de pressão

A potência efetiva de compressão será:

$$N_{ef} = \dot{m} L_{1,2} \quad (5.6)$$

Para as condições de projeto, tem-se:

estado 1:

$$\begin{aligned} P_1 &= 4,5 \text{ psig} = 1,35 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs} \\ T_1 &= 26^\circ \text{ C} = 299^\circ \text{ K} \\ P_{r1} &= 0,028 \\ T_{r1} &= 1,56 \\ Z_1 &= 0,998 \\ V_1 &= 1,18 \text{ m}^3/\text{kg} \\ h_1 &= 625 \text{ KJ/kg} \end{aligned}$$

estado 2:

$$\begin{aligned} P_2 &= 3243,62 \text{ psi} = 229,1 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs} \\ T_2 &= 80^\circ \text{ C} = 353^\circ \text{ K} \end{aligned}$$

$$P_{r2} = 4,82$$

$$T_{r2} = 1,85$$

$$Z_2 = 0,945$$

$$V_2 = 0,0078 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$h_2 = 620 \text{ KJ/kg}$$

Vazão volumétrica de gás:

$$\dot{Q}_0 = 101,3 \text{ Nm}^3/\text{hr}$$

$$V_0 = 1,5 \text{ m}^3/\text{kg} \text{ (volume específico a CNTP)}$$

Vazão em massa:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_0}{V_0} = \frac{101,3}{1,5}$$

$$\dot{m} = 67,53 \text{ kg/h}$$

Da equação de transformação politrópica irreversível, obtém-se, substituindo as condições finais e iniciais, o valor do coeficiente de transformação (n).

$$\left(\frac{T_2}{T_1}\right) = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(n-1)/n} \cdot \frac{Z_2}{Z_1}$$

$$\left(\frac{353}{299}\right) = \left(\frac{3243,62}{4,5}\right)^{(n-1)/n} \cdot \frac{0,945}{0,998}$$

$$n = 1,045$$

Resultando para a potência efetiva de compressão, após substituição dos valores acima na equação 5.6, o valor:

$$N_{ef} = 1691,0 \text{ kg} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}} = 22,6 \text{ cv}$$

A potência necessária ao motor, considerando um rendimento mecânico de 75%, será:

$$N_{\text{motor}} = \frac{N_{\text{ef}}}{\eta_m} = \frac{22,6}{0,75}$$

$$N_{\text{motor}} = 30,2 \text{ cv}$$

6.3 Calor a retirar

Para esse estudo serão consideradas as mesmas hipóteses do item anterior com as adicionais seguintes:

- . velocidades do gás na sucção e descarga desprezíveis
- . diferencial de energia potencial desprezível

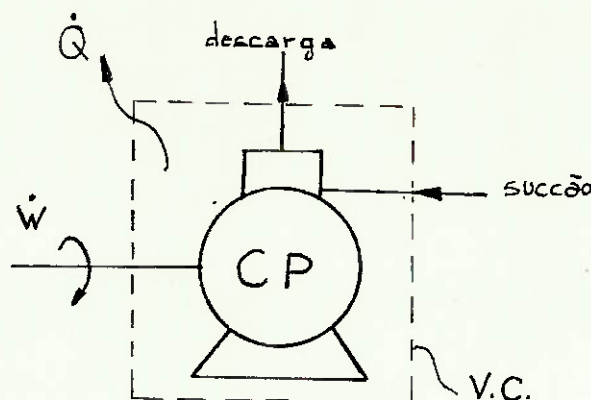


Figura 6.2: Esquema do volume de controle adotado para o cálculo do calor a retirar na compressão.

Pela conservação da massa, tem-se:

$$\dot{m}_e = \dot{m}_s = \dot{m}$$

Pela 1ª lei da Termodinâmica, aplicada ao v.c com as hipóteses efetuadas, tem-se:

$$\dot{Q} + \dot{m}h_e = \dot{W} + \dot{m}h_s \quad (5.7)$$

Substituindo os valores das grandezas na equação acima, obtem-se:

$$\dot{Q} + 67,53 \times 625 = -1696,0 \times 9,8 \times 3600 + 67,53 \times 620$$

$$\dot{Q} = -60.172,5 \text{ KJ/kg} = -14.374,7 \text{ Kcal/h}$$

observa-se que:

$\dot{W} < 0$: trabalho entrando no sistema

$\dot{Q} < 0$: calor saindo do sistema

Para fins de verificação, será calculada a temperatura de saída dos gases se o processo de compressão fosse adiabático.

Da equação da transformação de um gás para processo adiabático, tem-se:

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(k-1)/k} \cdot \frac{Z_2}{Z_1}$$

$$T_2 = 299 \left(\frac{3243,63}{4,5} \right)^{(1,32-1)/1,32} \cdot \frac{0,945}{0,998}$$

$$T_2 = 981,99 \text{ K}$$

Como pode-se observar a necessidade de fazer o resfriamento intermediário dos gases é essencial.

Observando-se a quantidade de calor a retirar, vê-se que esse resfriamento não é possível de ser feito a ar, é necessário que seja à água. Salienta-se que os cabeçotes também serão resfriados, possibilitando a retirada de 10 a 20% do total de calor a retirar, diminuindo assim a área necessária ao resfriamento intermediário e melhorando o desempenho do compressor, a medida que, permite o resfriamento de seus componentes mecânicos.

7. Processos de enchimento utilizando somente o compressor

Nesse capítulo serão estudados os processos de enchimento dos tanques de armazenamento e o reabastecimento de veículos diretamente com o compressor, com a principal finalidade de verificar a necessidade de utilizar um trocador de calor para fazer o resfriamento dos gases após a saída do compressor. Esse estudo será feito basicamente através do cálculo da quantidade de calor a retirar durante o processo e posterior verificação se as perdas de calor pela superfície dos tanques são o suficiente.

7.1 Estudo do Fenômeno Físico

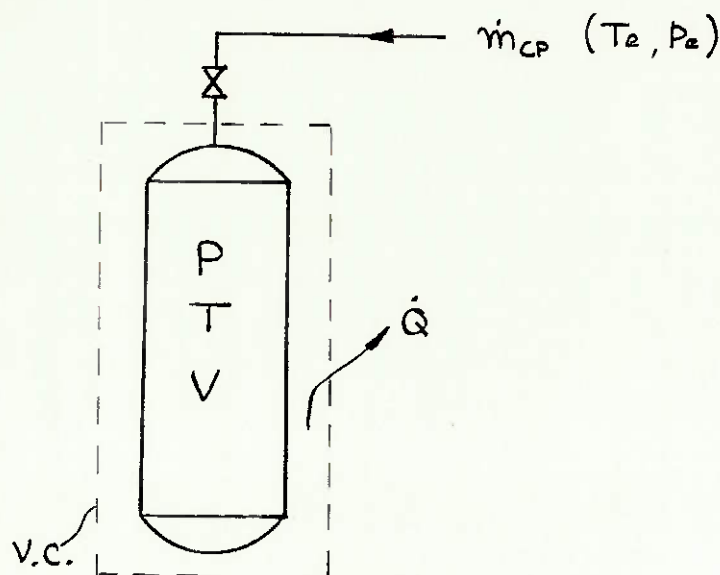


Figura 7.1: Esquema do volume de controle adotado para o estudo do enchimento de reservatórios.

As hipóteses feitas para o estudo do fenômeno físico são:

- . o estado da massa dentro do volume de controle varia com o tempo mas a qualquer instante o estado é uniforme ao longo de todo volume de controle.
- . o estado da massa e o fluxo de massa que entra no volume de controle é constante com o tempo.
- . as variações de energia cinética e potencial são desprezíveis.

A hipótese de que a variação de energia cinética é desprezível, implica, no caso, em velocidade de entrada desprezível, fato este que será verificado quando for feito o cálculo das tubulações.

Hipóteses adicionais relacionadas a cada um dos processos que serão estudados, serão feitas posteriormente, a medida que forem necessárias.

Pela conservação da massa tem-se:

$$m_2 = m_1 + m_{cp} \Delta T \quad (7.1)$$

onde:

$$m_2 = \text{massa final de gás nos tanques}$$

$$m_1 = \text{massa inicial de gás nos tanques}$$

$$\Delta T = \text{tempo do processo}$$

Aplicando a 1ª lei da Termodinâmica para o volume de controle com as hipóteses feitas e notando-se que não há trabalho atravessando a superfície de controle, obtem-se:

$$\dot{Q} + \dot{m}_{cp} h_e = \frac{dE}{dt} \quad (7.2)$$

pela hipótese de uniformidade da massa, a variação da energia do sistema será:

$$\frac{dE}{dt} = \frac{U_2 - U_1}{\Delta T} = \frac{M_2 u_2 - M_1 u_1}{\Delta T} \quad (7.3)$$

Substituindo as equações 7.1 e 7.3 em 7.2, esta resultará em:

$$\dot{Q} = \frac{M_1}{T} (u_2 - u_1) + \dot{M}_{cp} u_2 - \dot{M}_{cp} h_e$$

sabe-se que: $u = h - pv$, assim:

$$\dot{Q} = \frac{M_1}{T} \left[(h_2 - p_2 v_2) - (h_1 - p_1 v_1) \right] + \dot{M}_{cp} \left[h_2 - p_2 v_2 - h_e \right] \quad (7.4)$$

O calor total trocado pelo volume de controle durante o processo será:

$$Q_{vc} = \dot{Q} \cdot \Delta T \quad (7.5)$$

7.2 Enchimento dos tanques de armazenamento

Esse estudo será feito adotando-se as condições iniciais e finais de acordo com os critérios expostos a seguir.

Durante o funcionamento da estação de reabastecimento, existem várias alternativas para as condições iniciais e finais nos tanques, como por exemplo:

- . no início do funcionamento da estação os tanques de armazenamento, praticamente vazios, serão enchidos até ser atingida a pressão máxima no seu interior.
- . após o reabastecimento de veículos, a pressão e temperatura nos tanques estarão com valores que dependem do número de veículos reabastecidos e a partir dessa situação serão reenchidos.
- . esse processo de enchimento pode ser interrompido a qualquer momento se for iniciado o reabastecimento de veículo, assim, a pressão final pode ser qualquer entre a pressão mínima e máxima.

Em vista desses fatos, esse processo será estudado para as condições de pressão mais representativas, ou seja, pressão inicial igual a pressão mínima e pressão final igual à pressão máxima. A pressão mínima nos reservatórios será considerada como sendo igual a pressão máxima nos tanques dos veículos.

Para prosseguir algumas hipóteses adicionais devem ser feitas:

- . a temperatura final do processo será admitida como sendo ligeiramente superior à temperatura ambiente pois, desse modo, pode-se mais facilmente verificar se o calor desprendido pela superfície dos tanques é suficiente. Teoricamente a temperatura limite máxima é aquela na qual a resistência das paredes fica comprometida.
- . a temperatura inicial dos gases nos tanques será admitida como sendo igual a temperatura ambiente. Na realidade ela pode ser tanto igual como maior, ou menor, sendo função de inúmeros fatores, tais como: se acabaram de ser reabastecidos inúmeros veículos, se o compressor acabou de encher esses reservatórios ou ainda, se já passou algum tempo em que o sistema está em repouso. Portanto, podem ocorrer inúmeras temperaturas nestes tanques mas a mais provável é a ambiente.
- . a pressão de entrada dos gases provenientes do compressor será constante e igual a 3200 psig (ver item 6.1).

As condições assumidas são:

Estado 1 (inicial)

$$P_1 = 2500 \text{ psig} = 17.337,45 \text{ kPa abs}$$

$$T_1 = T_{amb} = 26^\circ \text{ C} = 299^\circ \text{ K}$$

$$h_1 = 465 \text{ KJ/kg}$$

$$v_1 = 0,0075 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Estado 2 (final)

$$P_2 = 3200 \text{ psig} = 22.164,68 \text{ kPa abs}$$

$$T_2 = 30^\circ \text{ C} = 303^\circ \text{ K}$$

$$h_2 = 450 \text{ KJ/kg}$$

$$v_2 = 0,0061 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Estado dos gases de entrada:

$$P_e = 3200 \text{ psig} = 22.164,68 \text{ kPa abs}$$

$$T_e = 80^\circ \text{ C}$$

$$h_e = 620 \text{ KJ/kg}$$

Volume dos tanques de armazenamento: $V = 2,0 \text{ m}^3$

massa inicial de gás nos tanques:

$$m_1 = \frac{V}{v_1} = \frac{2,0}{0,0075}$$

$$m_1 = 266,7 \text{ kg}$$

massa final de gás nos tanques:

$$m_2 = \frac{V}{v_2} = \frac{2,0}{0,0061}$$

$$m_2 = 327,9 \text{ kg}$$

Da equação 7.1, obtem-se o tempo do processo:

$$\Delta T = \frac{m_2 - m_1}{\dot{m}_{cp}} = \frac{327,9 - 266,7}{67,53}$$

$$\Delta T = 0,91 \text{ horas}$$

Substituindo-se os valores acima na equação 7.4 tem-se:

$$\dot{Q} = -22.107,5 \text{ KJ/h} = -5.281,3 \text{ kcal/h}$$

O calor total trocado pelo volume de controle, será

$$Q_{vc} = \dot{Q} \cdot \Delta T = -5.281,3 \times 0,91$$

$$Q_{vc} = -4.806,0 \text{ kcal/h}$$

Somente com o valor obtido acima não é possível concluir se é necessário o uso do trocador de calor. Deve-se antes verificar se a perda de calor pela superfície dos tanques por convecção é suficiente para dissipar essa quantidade de calor. Salientando-se, contudo, que a maneira pela qual esse estudo foi conduzido não é ideal. O ideal seria primeiramente, avaliar a perda de calor pela superfície dos tanques pois, sendo essa superfície muito grande o calor perdido será considerável, e com o valor desta perda, calcular as condições finais do processo para posteriormente verificar se esses valores são satisfatórios. Porém, a avaliação dessa quantidade de calor é sujeita a grandes erros; desse modo, esse valor só serve para verificações.

7.3 Reabastecimento de veículos utilizando somente o compressor

Inicialmente, o processo será admitido como sendo adiabático, calculando-se assim, as condições finais do gás nos tanques dos veículos. Se o resultado não for satisfatório será admitida a existência do trocador de calor e assim calculada a quantidade de calor a retirar para se ter as condições finais requeridas.

Será admitido que a massa inicial de gás nos tanques dos veículos é desprezível. Isto é, possível porque foi assumido que os veículos só se reabastecem com os tanques praticamente vazios.

a) admitindo processo adiabático

Nesse caso adotar a hipótese de processo adiabático não é muito fora da realidade pois, a superfície desses tanques é pequena, o que implica em perda de calor desprezível.

A equação 7.4, com a hipótese de processo adiabático ($Q = 0$) e massa inicial desprezível ($m_1 = 0$), fica:

$$h_2 - p_2 v_2 = h_e \quad (7.6)$$

As condições de processo são:

pressão final: $p_2 = 2500 \text{ psig} = 17.337,45 \text{ kPa abs}$

Estado dos gases de entrada:

$$p_e = 3200 \text{ psig} = 22.164,68 \text{ kPa abs}$$

$$T_e = 80^\circ \text{ C}$$

$$h_e = 620 \text{ KJ/kg}$$

Substituindo-se os valores na equação 7.6 tem-se:

$$h_2 - 17.337,45 v_2 = 620$$

Por reiteração obtem-se o estado 2, final:

$$h_2 = 845 \text{ KJ/kg}$$

$$T_2 = 149^\circ \text{ C}$$

$$v_2 = 0,013 \text{ m}^3/\text{kg}$$

A massa de gás nos tanques será:

$$m_2 = \frac{V_c}{v_2} = \frac{0,090}{0,013}$$

$$m_2 = 6,92 \text{ kg}$$

A massa de gás requerida nos tanques, para se ter a autonomia desejada:

$$m = \frac{V_c}{v} = \frac{0,090}{0,0075}$$

$$m = 12 \text{ kg}$$

Comparando a massa desejada com a obtida, fazendo-se a hipótese de processo adiabático, vê-se que apresentam uma diferença de 42%, o que representa uma igual perda de autonomia do veículo, fato este que não pode ser tolerado.

Será verificado qual sobrepressão é necessária para ter-se a massa desejada nos tanques. Da equação 7.6, com $v_2 = 0,0075 \text{ m}^3/\text{kg}$, obtem-se:

$$h_2 - p_2 \times 0,0075 = 620$$

que por reiteração fornece:

$$p_2 = 32.500 \text{ kPa abs} = 4700 \text{ psig}$$

$$T_2 = 165^\circ \text{ C}$$

$$h_2 = 860 \text{ KJ/kg}$$

Observa-se que essa sobrepressão é muito alta, portanto, também não é possível utilizar esse artifício para se conseguir a massa de gás desejada.

Dos resultados obtidos pode-se concluir que provavelmente, será necessário o uso do trocador de calor, restando ser verificada a perda de calor pela superfície dos tanques e qual a quantidade de calor que deve ser retirada.

b) processo com troca de calor

Como foi concluído no item anterior, será necessário o resfriamento dos gases do compressor. Assim, neste item será calculada a quantidade de calor que deve ser removida para serem obtidas as condições finais requeridas.

O estado 2 (final) desejado é:

$$p_2 = 2500 \text{ psig} = 17.337,45 \text{ kPa abs}$$

$$T_2 = 26^\circ \text{ C} = 299^\circ \text{ K}$$

$$h_2 = 475 \text{ KJ/kg}$$

$$v_2 = 0,0075 \text{ m}^3/\text{kg}$$

A equação 7.4 com $m_1 = 0$, fica:

$$\dot{Q} = \dot{m} c_p [h_2 - p_2 v_2 - h_e] \quad (7.7)$$

Substituindo-se os valores, tem-se:

$$\dot{Q} = 67,53 \left[475 - 17.337,45 \times 0,0075 - 620 \right]$$

$$\dot{Q} = -18.573 \text{ KJ/hr} = -4437,0 \text{ kcal/hr}$$

O tempo de processo será:

$$\Delta T = \frac{m_2}{\dot{m}_{cp}} = \frac{12}{67,53}$$

$$\Delta T = 0,18 \text{ h} = 10,7 \text{ minutos}$$

Resultando na quantidade total de calor trocado pelo volume de controle, o seguinte:

$$Q_{vc} = \dot{Q} \cdot \Delta T = -4437 \times 0,18$$

$$Q_{vc} = -788,4 \text{ kcal}$$

Dessa quantidade de calor calculada acima, uma parte será retirada pelo trocador de calor e a outra parte possivelmente será perdida pelas superfícies dos tanques ou, absorvida pelos gases. No item seguinte será calculado o calor perdido pelos tanques, mas tendo somente caráter de verificação, pois envolve muitos parâmetros difíceis de serem avaliados.

8. Perda do calor pela superfície dos tanques

A estimativa da perda de calor pela superfície dos tanques tem a finalidade de verificar qual a sua influência nos processos estudados no item anterior. Nota-se que esse é um valor extremamente difícil de ser exatamente avaliado, assim, os resultados obtidos devem ser encarados com cuidado, observando-se as hipóteses feitas.

8.1 Superfície dos tanques

Para estimar a perda de calor desprendida pelos tanques é necessário determinar as suas superfícies.

Segundo a norma ASME, seção 8, divisão 1, a espessura das paredes dos tanques, será:

$$t = \frac{PR}{SE - 0,6P} \quad (8.1)$$

onde: P = pressão interna (psig)

S = tensão admissível do material (psi)

E = eficiência das juntas soldadas = 0,85

R = raio interno (in)

material escolhido: Aço SA 285 grau C, com tensão admissível $S = 13.800$ psi, para temperaturas menores do que 130°C ⁽⁶⁾.

a) Tanques de armazenamento:

Volume:: V = 200 litros

Pressão interna: p = 3200 psig

Raio interno: R = 6,5 in = 16,51 cm

Substituindo os valores na equação 8.1, tem-se:

$$t = \frac{3200 \times 6,5}{13.800 \times 0,85 - 0,6 \times 3200}$$

$$t = 2,25 \text{ in} = 5,715 \text{ cm}$$

(6) De acordo com a norma: ASME seção 8 divisão 1 parte A. 1979.

A altura dos tanques será:

$$L = \frac{V}{\pi R^2} = \frac{0,2}{\pi \left(\frac{16,51}{100}\right)^2}$$

$$L = 2,335,5 \text{ mm}$$

Superfície externa dos tanques:

$$S = 2\pi(R + t)L = 2\pi(0,1651 + 0,05715) 2,335$$

$$S = 3,26 \text{ m}^2$$

b) Tanques dos veículos:

$$\text{Volume: } V = 45 \text{ litros}$$

$$\text{Pressão interna: } p = 2500 \text{ psig}$$

$$\text{Raio interno: } R = 4,25 \text{ in} = 10,795 \text{ cm}$$

Substituindo os valores na equação 8.1, tem-se:

$$t = \frac{2500 \times 4,25}{13.800 \times 0,85 - 0,6 \times 2500}$$

$$t = 1,00 \text{ in} = 2,54 \text{ cm}$$

Altura dos tanques:

$$L = \frac{0,045}{\pi \left(\frac{10,795}{100}\right)^2} = 1229,2 \text{ cm}$$

Superfície externa dos tanques:

$$S = 2\pi \left(\frac{10,795 + 2,54}{100}\right) 1,229$$

$$S = 1,03 \text{ m}^2$$

8.2 Estimativa da perda de calor:

A avaliação exata dessa quantidade de calor é muito difícil, a medida que, dentro dos tanques, durante os processos de enchimento ocorrem turbulências e processos de transferência de calor impossíveis de serem previstos. Desse modo, para ser obtida uma estimativa razoável, será adotada uma temperatura para a superfície dos tanques e calculado.

o coeficiente de calor por convecção natural do lado externo.

Estudo do fenômeno

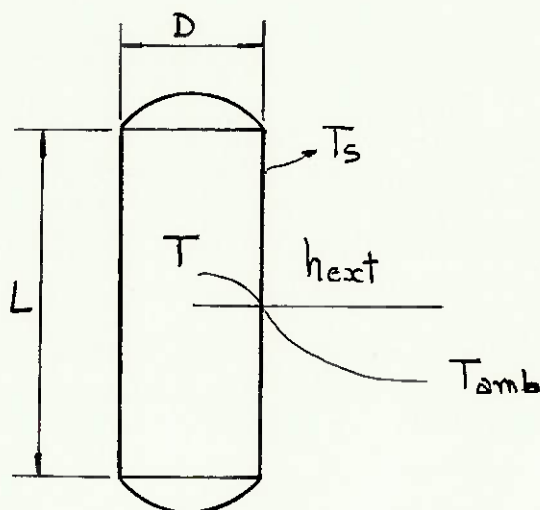


Figura 8.1: Esquema para a estimativa da perda de calor pela superfície dos tanques

As hipóteses feitas são:

- . a troca de calor no lado externo será por convecção natural em regime turbulento. A consideração de regime turbulento tem que ser verificada.
- . temperatura da superfície igual em todos os pontos.
- . 20% da queda total de temperatura ocorre entre os gases dentro dos tanques e a superfície externa. Essa hipótese permite adotar uma temperatura superficial em função das temperaturas ambiente e dos gases.

O coeficiente médio de troca de calor será:

$$h_{ext} = 0,13 (Gr.Pr)^{1/3} \frac{K}{L} \quad (7) \quad (8.2)$$

onde: Gr = número de Graswford $> 10^9$ (regime turbulento)

Pr = número de Prandtl do ar

K = condutibilidade térmica do ar

Na equação 8.2 todas as propriedades do ar devem ser obtidas à temperatura de película.

8.3 Tanques dos veículos

Durante o processo de reabastecimento as condições nos tanques variam, assim, o calor trocado será calculado para as condições médias, ou seja, será considerado o gás com temperatura média entre a final do processo e a de entrada dos gases. Desse modo a temperatura média será:

$$T_m = \frac{T_2 + T_e}{2} = \frac{26 + 80}{2}$$

$$T_m = 53^\circ \text{ C}$$

observa-se que a temperatura final adotada foi igual a temperatura ambiente e a de entrada dos gases igual a temperatura de descarga do compressor.

Temperatura da superfície:

$$T_s = T_m - 0,2(T_m - T_{amb}) = 53 - 0,2(53 - 26)$$

$$T_s = 47,6^\circ \text{ C}$$

Temperatura de película do ar:

$$T_f = \frac{T_s + T_{amb}}{2} = \frac{47,6 + 26}{2}$$

$$T_f = 36,8^\circ \text{ C}$$

Propriedades do ar a $36,8^\circ \text{ C}$

$$Pr = 0,72$$

$$K = 0,014 \text{ Btu/hr ft}^\circ \text{ F}$$

$$\frac{g\beta\theta^2}{\alpha} = 3,16 \times 10^7 \text{ } 1/^{\circ}\text{F ft}^3$$

$$\Delta T = T_s - T_{amb} = 117,7 - 78,8 = 38,9^{\circ}\text{F}$$

$$L = 1,23\text{m} = 4,03 \text{ jt}$$

$$Gr = \frac{g\beta\theta^2}{\alpha} \Delta T \cdot L^3 = 3,16 \times 10^7 \times 38,9 \times (4,03)^3 = 8,05 \times 10^{10}$$

Substituindo-se os valores acima na equação 8.2, obtém-se o coeficiente médio de troca de calor:

$$h_{ext} = 0,13 (8,05 \times 10^{10} \times 0,72)^{1/3} \times \frac{0,014}{4,03}$$

$$h_{ext} = 1,75 \text{ Btu/hr } ^{\circ}\text{F ft}^2 = 8,5 \text{ kcal/h } ^{\circ}\text{C m}^2$$

O calor trocado pela superfície dos 2 tanques dos veículos será:

$$Q = 2s h_{ext} (T_s - T_{amb}) = 2 \times 1,03 \times 8,5 (47,6 - 26)$$

$$Q = 378,2 \text{ kcal/hr}$$

Essa quantidade de calor perdida pelos tanques representa cerca de 8,5% do calor total a retirar durante o processo, assim sendo, como já foi concluído no item anterior, é fundamentalmente necessário o resfriamento dos gases provenientes do compressor, antes da sua entrada nos tanques dos veículos.

Observa-se que essa quantidade de calor não é desprezível e mesmo que esteja sujeita a grandes erros de avaliação, exercerá alguma influência nos processos de reabastecimento.

8.4 Tanques de armazenamento

Em relação aos tanques de armazenamento não há uma grande preocupação em ter-se determinadas condições finais após o seu reenchimento, por diversas razões:

- nesse caso não há problema de autonomia, como havia no caso dos tanques dos veículos.

- esses tanques sofrem um processo de esvaziamento com consequente queda de temperatura, acarretando que sua temperatura pode estar tanto acima como abaixo da ambiente, portanto pode estar recebendo ou cedendo calor, dependendo das condições internas do gás.

Pelas razões acima expostas, a temperatura máxima nesses tanques é limitada pela temperatura na qual a resistência do material fica comprometida. Assim, para fins de verificação, será calculada a temperatura do gás nos tanques, após o enchimento, considerando um processo adiabático.

Da equação 7.4 com $\dot{Q} = 0$, tem-se:

$$\dot{m}_{cp}\Delta T_{he} = m_1(h_1 - P_1 v_1) = (h_2 - P_2 v_2) [\dot{m}_{cp}\Delta T + m_1]$$

para as mesmas condições iniciais do item 7.2, obtem-se:

$$h_2 - 22.164,68 v_2 = \frac{67,53 \times \Delta T \times 620 + 266,7 (465 - 17.337,45 \times 0,0075)}{67,53 \times \Delta T + 266,7}$$

por reiteração, sabendo-se que:

$$\Delta T = \frac{m_2 - m_1}{\dot{m}_{cp}} = \frac{V_a(1/v_2 - 1/v_1)}{\dot{m}_{cp}}$$

obtem-se:

$$h_2 = 515 \text{ KJ/kg}$$

$$T_2 = 48^\circ \text{ C}$$

$$v_2 = 0,0067 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\Delta T = 0,49 \text{ h}$$

$$m_2 = 300 \text{ kg}$$

Observa-se que essa temperatura final é bem inferior a 130° C , que é a temperatura na qual a resistência do material fica comprometida (ver item 8.1).

Em vista das razões expostas no começo desse item e da temperatura final considerando o processo adiabático, ser baixa, o calor perdido pela

superfície dos tanques durante o processo de enchimento não será estimado. Porque esse é um valor sujeito a grandes erros e com os dados disponíveis já é possível concluir que o processo está satisfatório, mesmo sem a necessidade do trocador de calor.

Já foi concluído que é extremamente necessário o resfriamento dos gases provenientes do compressor antes da sua entrada nos tanques dos veículos. Assim o trocador de calor será localizado logo após a descarga do compressor; com isso, está sendo melhorado o rendimento da estação pois, os gases que entram nos tanques de armazenamento estão sendo resfriados, acarretando desse modo uma quantidade maior de massa armazenada, desde que foi concluído que não é necessário o resfriamento dos gases antes da sua entrada nesses tanques.

9. Trocador de calor

9.1 Considerações iniciais

Nos itens anteriores foi calculada a quantidade de calor necessária de ser retirada para se obter as condições desejadas nos tanques dos veículos, sendo:

$$\dot{Q} = -4437 \text{ kcal/hr}$$

Observa-se que essa é a quantidade total de calor a retirar durante o processo e não a quantidade de calor a retirar do gás a partir de um trocador de calor na saída do compressor, pela razão que será discutida adiante.

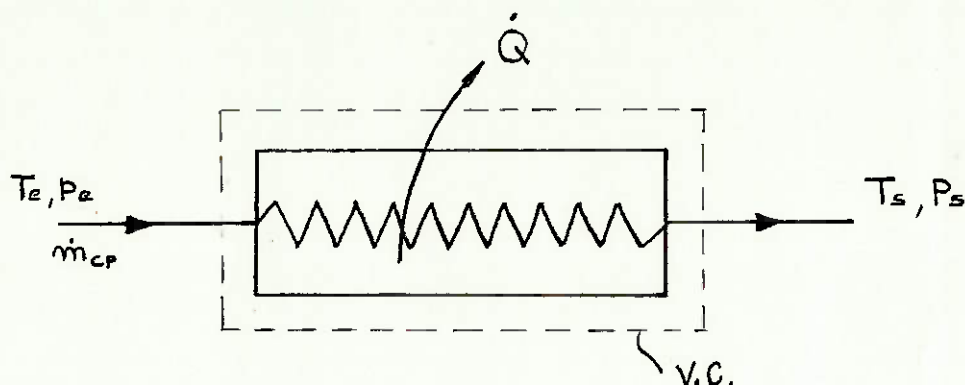


Figura 9.1: Esquema para a análise da capacidade térmica do trocador de calor.

Serão feitas as hipóteses de perdas por atrito desprezíveis e variação de energia cinética e potencial desprezíveis.

Da 1ª Lei da Termodinâmica para o Volume de controle com as hipóteses feitas e observando que não há trabalho atravessando a superfície de controle, tem-se:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{cp} (h_s - h_e) \quad (9.1)$$

onde o estado de entrada é:

$$p_e = 22.164,68 \text{ kPa (abs)}$$

$$T_e = 80^\circ \text{ C}$$

$$h_e = 620 \text{ KJ/kg}$$

Se fosse considerado que todo o calor do processo fosse retirado pelo trocador, da equação 9.1 substituindo os valores, obteria-se o estado de saída:

$$-4.437 \times 4,186 = 67,53 \text{ (} h_s - 620 \text{)}$$

resultando em:

$$h_s = 345 \text{ KJ/kg}$$

$$T_s = 0^\circ \text{ C}$$

$$p_s = 22.164,68 \text{ kPa (abs)}$$

Verifica-se que este estado de saída é impraticável pois, implicaria em um processo de refrigeração do gás. Assim, será adotada uma temperatura de saída para os gases e obtida a quantidade de calor a retirar. A diferença entre esse calor e o calor total, deverá ser compensada, como já foi visto, pelas perdas por convecção através da superfície dos tanques e por uma sobrepressão, afim de se obter a massa de gás desejada nos tanques dos veículos.

A fim de se poder adotar uma temperatura de saída dos gases, tem-se que, primeiramente, escolher o tipo de trocador de calor pois, a outra substância interviente no processo será fundamental para a determinação dessa temperatura. Por exemplo, a água permite obter temperaturas de saída menores do que o ar, mas o custo do trocador a água é maior. Portanto, por questões de custo, tanto a aquisição como a manutenção, o tipo ideal será um trocador compacto resfriado a ar.

Assim, para uma temperatura ambiente por volta de 26 a 28° C , pode-se ter facilmente 30° C para a temperatura de saída dos gases.

Estado de saída

$$T_s = 30^\circ \text{ C}$$

$$p_s = 22.164,68 \text{ kPa (abs)}$$

$$h_s = 450 \text{ KJ/kg}$$

Com o estado de saída determinado acima, da equação 9.1 obtem-se o calor a retirar pelo trocador de calor:

$$\dot{Q} = 67,53 (450 - 620)$$

$$\dot{Q} = -11.480,1 \text{ KJ/kg} = -2742,5 \text{ kcal/h}$$

Pode-se verificar que esse valor (2742,5 kcal/h) somado ao calor perdido pela superfície dos tanques (378,2 kcal/h), representa somente cerca de 70% do total de calor que deveria ser retirado no processo (4437,0 kcal/h). Será verificado posteriormente o prejuízo ocasionado por essa diferença.

9.2 Análise do Resfriador⁽⁸⁾

Os dados para essa análise são:

- estado de entrada do gás:

$$p_e = 22,164,68 \text{ kPa (abs)}$$

$$T_e = 80^\circ \text{ C}$$

$$h_e = 620 \text{ KJ/kg}$$

$$v_e = 0,0078 \text{ m}^3/\text{kg}$$

- estado de saída do gás:

$$T_s = 30^\circ \text{ C}$$

$$h_s = 450 \text{ KJ/kg}$$

$$v_s = 0,0062 \text{ m}^3/\text{kg}$$

- calor a retirar: $\dot{Q} = 2.742,5 \text{ kcal/h}$
- vazão de gás: $\dot{m} = 67,53 \text{ kg/h}$
- temperatura do ar: $T_{e \text{ ar}} = 28^\circ \text{ C}$

(8) Todas as fórmulas utilizadas nesta seção, tanto referente à transmissão de calor como referente às perdas de carga foram retiradas do livro: Kern, Donald Q.: Process Heat Transfer. Mc Graw.

Será feito com que o metano passe pelo interior dos tubos e o ar pelo lado externo aos tubos. Para a determinação da área de troca necessária, será adotada uma geometria e a partir desta calculado o coeficiente global de troca de calor. Com esse coeficiente será determinada a área total e assim calculado o número de fileiras de tubos necessárias

a) Geometria

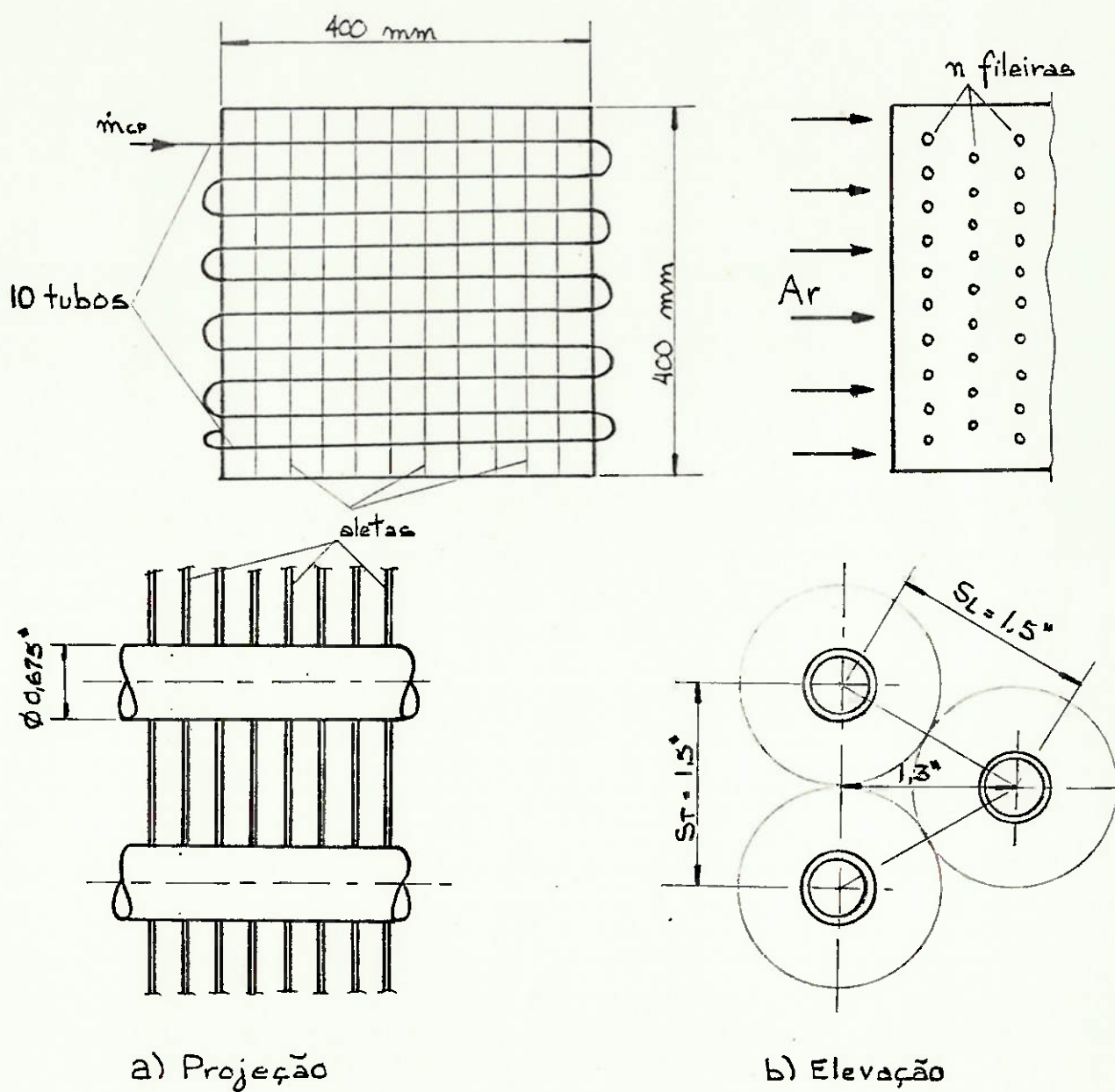


Figura 9.2: Geometria do Trocador de Calor.

- . disposição dos tubos de quincôncio:

passo: 1,5 in

diâmetro nominal dos tubos: $d_n = 3/8$ in, Sh 80

diâmetro externo: $d_{ext} = 0,675$ in

diâmetro interno: $d_{int} = 0,423$ in

- . espaçamento entre aletas: 15 mm
- . número de aletas por metro: 67
- . espessura das aletas: 1,0 mm

Para o cálculo, as aletas serão consideradas circulares de raio 0,75 in.

Observa-se que não são todas as fileiras que possuem 10 tubos; algumas possuem só 9.

O fluxo de gás não se divide por vários tubos; passa por um único tubo que dá várias voltas.

- . Área interna de troca de calor:

$$A_i = 0,423 \times \pi \times \frac{2,54}{100} = 0,03375 \text{ m}^2/\text{m}$$

- . Área externa de troca de calor (ver próxima seção):

$$A_e = A_f + A_o = 0,122 + 0,0502 = 0,172 \text{ m}^2/\text{m}$$

b) Condições do fluxo de ar:

- Cálculo do diâmetro equivalente da área do fluxo de ar (referente à Figura 92a):

Área da aleta:

$$A_f = \frac{\pi}{4} (1,5^2 - 0,675^2) \times 2 \times 67 \times \left(\frac{2,54}{100}\right) \times 1\text{m} = 0,122 \text{ m}^2/\text{m}$$

Área de tubo liso:

$$A_o = \left[\pi \times 0,675 - \pi \times 0,675 \times 67 \times 10^{-3} \right] \times \left(\frac{2,54}{100}\right) \times 1\text{m} = 0,0502 \text{ m}^2/\text{m}$$

Perímetro molhado:

$$P = 2 \times \left(\frac{1,5 - 0,675}{2}\right) \times 2 \times 67 \times \left(\frac{2,54}{100}\right) + 2 (1,0 - 67 \times 10^{-3}) = 4,674\text{m}/\text{m}$$

Diâmetro equivalente:

$$de = \frac{2(A_f + A_o)}{P} = \frac{2 \times (0,122 + 0,0502)}{4,674}$$

$$de = 0,07364 \text{ m}$$

- Fluxo de ar:

Área de passagem (referente a Figura 9.2b)

$$a_s = 0,40^2 - 10 \times 0,67 \times 0,40 \times \left(\frac{2,54}{100}\right) - 10 \left[2 \times 10^{-3} \times 67 \times 0,40 \times \right. \\ \left. \times \frac{(1,5 - 0,675)}{2} \times \left(\frac{2,54}{100}\right) \right]$$

$$a_s = 0,0909 \text{ m}^2$$

Velocidade adotada para o ar: $v=10\text{m/s}$

Vazão de ar:

$$\dot{m}_{ar} = v a_s \rho_{ar} = 10 \times 0,0909 \times 1,38 = 1,254 \text{ kg/s}$$

A densidade do ar foi obtida para uma temperatura de 30°C .

- Temperatura de saída do ar:

Tem-se que:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{ar} c_p (T_s - T_e)$$

assim,

$$T_s = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_{ar} c_p} + T_e = \frac{2742,5}{1,254 \times 3600 \times 0,24} + 28$$

$$T_s = 30,5^\circ \text{C}$$

Observa-se que a temperatura média do ar será $29,25^\circ \text{C}$, portanto o uso da densidade à 30°C é amplamente satisfatório.

c) Diferença média de temperatura

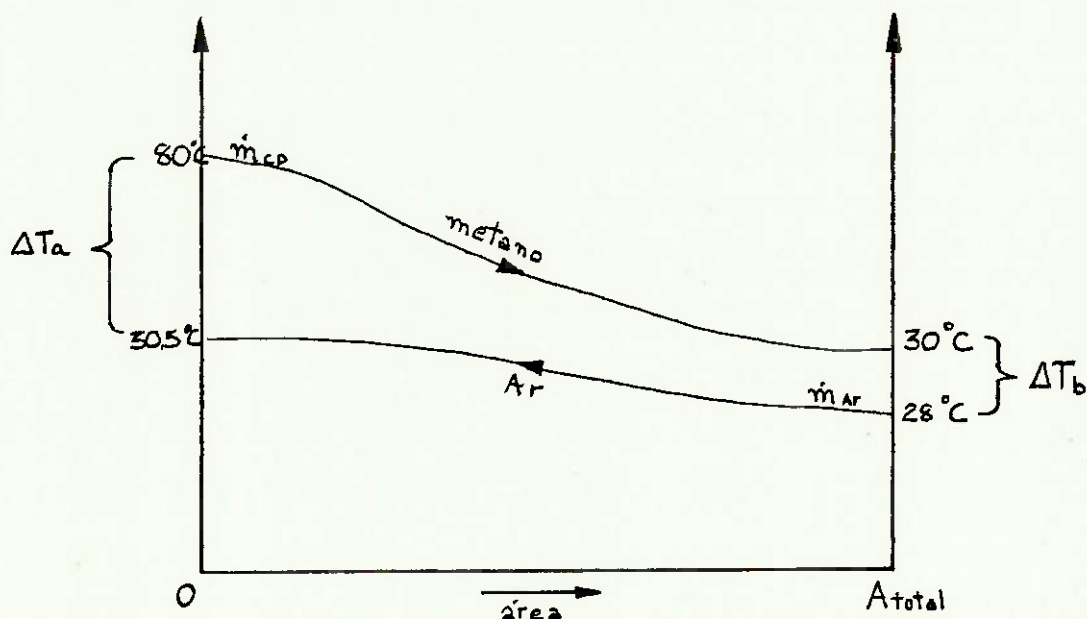


Figura 9.3: Distribuição de temperaturas no resfriador.

$$MLDT = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln(\Delta T_a / \Delta T_b)} = \frac{49,5 - 2}{\ln(49,5/2)}$$

$$MLDT = 14,8^\circ \text{ C}$$

- Fator de correção (F)

$$Z = \frac{\Delta T_{Ar}}{\Delta T_{Ch_4}} = \frac{30,5 - 28}{80 - 30} = 0,05$$

$$P = \frac{30 - 80}{28 - 80} = 0,96$$

Com Z e P a partir de um gráfico especial para esse tipo de trocador, obtém-se:

$$F = 0,97$$

A diferença média de temperatura será:

$$T = MLDT \times F = 14,8 \times 0,97$$

$$T = 14,4^\circ \text{ C}$$

d) Fluido ar

- Temperatura média:

$$T_m = \frac{28 + 30,5}{2} = 29,26^\circ \text{C}$$

- Propriedade do ar a temperatura média, condutibilidade térmica: $K = 0,0683 \text{ kcal/h } ^\circ \text{C m}^2$
viscosidade cinemática: $\nu = 1,347 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$
densidade: $\rho = 1,38 \text{ kg/m}^3$
número de Prandtl: $Pr = 0,72$

- Número de Reynolds

$$Re = \frac{v_{de}}{\nu} = \frac{10 \times 0,007364}{1,347 \times 10^{-5}} = 54.670$$

- Fator de Colburn (j)

Esse adimensional é obtido em função do número de Reynolds e do tipo de geometria. Para o problema em questão

$$j = 210$$

$$j = hf \frac{de}{K} Pr^{1/3} \cdot \phi_s$$

Para o ar $\phi_s = \frac{u_f}{u_s} = 1$, onde u_f é a viscosidade do ar nas condições de película e u_s a viscosidade na temperatura da parede.

Assim, o coeficiente de película será:

$$hf = j \frac{K}{de} Pr^{1/3} = 210 \times \frac{0,0683}{0,07364} \times 0,72^{1/3}$$

$$hf = 174,6 \text{ kcal/h m}^2 ^\circ \text{C}$$

- O coeficiente acima deve ser corrigido devido ao rendimento das aletas

$$Y_b = \frac{10^{-3}}{2} = 5 \times 10^{-4} \text{ m}$$

Material da aleta: latão com condutibilidade térmica,

$$K_L = 95 \text{ kcal m/h m}^2 ^\circ \text{C}$$

$$(r_a - r_t) \sqrt{\frac{hf}{K_L Y_b}} = (1,5 - 0,675) \times \frac{2,54}{100} \times \sqrt{\frac{174,6}{95 \times 5 \times 10^{-3}}} = 1,25$$

$$\frac{r_a}{r_t} = \frac{1,5}{0,675} = 2,22$$

Com esses dois valores acima a partir do gráfico, determina-se a eficiência da aleta:

$$\eta_a = 0,56$$

O coeficiente de película do lado do ar, será:

$$h_e = (\eta_a A_f + A_o) \frac{hf}{A_i} = (0,56 \times 0,122 + 0,0502) \times \frac{174,6}{0,03375}$$

$$h_e = 612,9 \text{ kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

e) Fluido, gás metano

. Temperatura média

$$T_m = \frac{80 + 30}{2} = 55^\circ \text{C}$$

. Propriedades do metano a temperatura média, condutibilidade térmica:

$$K = 0,0684 \text{ J/(sm}^2 \text{ } ^\circ\text{C)/m}$$

viscosidade:

$$u = 0,0694 \text{ kg/hm}$$

calor específico:

$$C_p = 0,0532 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{K}$$

volume específico:

$$v = 0,00725 \text{ m}^3/\text{kg}$$

. Área transversal, de fluxo

$$a_t = (0,423 \times \frac{2,54}{100})^2 \frac{\pi}{4} = 9,066 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

. Velocidade de massa

$$G = \frac{\dot{m}_{cp}}{a_t} = \frac{67,53}{9,066 \times 10^{-5}} = 744.870,95 \text{ kg/h m}^2$$

. Velocidade do gás

$$v = G.v = \frac{744.870,95}{3600} \times 0,00725 = 1,50 \text{ m/s}$$

. Número de Reynolds

$$Re = \frac{d_{int} G}{u} = \frac{744.870,95 \times 0,423 \times 2,54/100}{0,0694}$$

$$Re = 115.317,6$$

. Número de Prandtl

$$Pr = \frac{c_p u}{K} = \frac{0,532 \times 0,0694}{0,0684 \times 3600/4186}$$

$$Pr = 0,63$$

. Coeficiente de película lado interno

$$h_i = \left[0,023 \left(\frac{K}{d_{int}} \right) (Re^{0,8} \times Pr^{0,33}) \right] \left[1 + \left(\frac{d_{int}}{1} \right)^{0,7} \right]$$

$$h_i = \left[0,023 \times \frac{0,0684}{0,423 \times \frac{2,54}{100}} (115.317,6)^{0,8} (0,63)^{0,33} \right] \left[1 + \left(\frac{0,423}{0,4} \times \frac{2,54}{100} \right)^{0,7} \right]$$

$$h_i = 1308,1 \text{ kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

f) Coeficiente global de transmissão de calor (U_i):

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + R_{\text{tubo}} + \frac{A_i}{A_e h_a}}$$

. Resistência do tubo, por m^2 de superfície interna:

$$R_t = \frac{\ln(re/ri)ri}{A_i K}$$

Material do tubo aço, com condutibilidade térmica:

$$K_t = 55 \text{ kcal m/h } ^\circ\text{C m}^2$$

$$R_t = \frac{\ln(0,675/0,423) \times 0,423}{0,03375 \times 55} \times \frac{2,54}{100}$$

$$R_t = 0,0027 \text{ hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C/kcal}$$

. Coeficiente global em relação à área interna

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{1308,1} + 0,0027 + \frac{0,03375}{0,172 \times 612,9 \times 0,56}}$$

$$U_i = 280,3 \text{ kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

g) Área necessária

$$\dot{Q} = U_i A \Delta T$$

$$A = \frac{\dot{Q}}{U_i \Delta T} = \frac{2742,5}{280,3 \times 14,4}$$

$$A = 0,68 \text{ m}^2$$

Tem-se que $A_i = 0,03375 \text{ m}^2/\text{m}$ e que o comprimento dos tubos é 0,4m, assim, o nº de tubos necessário será:

$$n_t = \frac{A}{A_i \times 0,4} = \frac{0,68}{0,03375 \times 0,4}$$

$$n_t = 50,37$$

O que equivale a 6 fileiras, ou seja, 3 fileiras de 10 tubos e 3 fileiras de 9 tubos.

h) Perda de carga do metano:

Rugosidade do tubo,

$$\text{material aço: } E = 0,00015 \text{ ft}$$

Rugosidade relativa,

$$\frac{E}{D} = \frac{0,00015}{0,423} \times 12 = 0,00426$$

Do diagrama de Moody com $Re = 1,15 \times 10^5$ e $E/D = 0,00426$, é obtido o coeficiente de perda de carga f

$$f = 0,03$$

Comprimento dos tubos

$$L = 0,4 \times 57 = 22,8 \text{ m}$$

Comprimento equivalente das curvas

$$57 \text{ curvas de } 180^\circ$$

$$L_{eq} = 57 \times 0,731 \text{ m} = 41,7 \text{ m}$$

Comprimento total:

$$L = L + L_{eq} = 22,8 + 41,7 = 64,5 \text{ m}$$

Perda de carga:

$$P = f \frac{L}{d_{int}} \frac{G^2}{\rho} \frac{1}{2g}$$

$$P = \frac{10^{-4}}{(3600)^2} \times 0,03 \times \frac{64,5}{0,423 \times \left(\frac{2,54}{100}\right)} \times \frac{(7,45 \times 10^5)^2}{1/0,00725} \times \frac{1}{2 \times 9,8}$$

$$P = 0,29 \text{ kg/cm}^2$$

i) Perda de carga do ar

. Diâmetro volumétrico equivalente

$$Dev = \frac{4 \times \text{volume livre}}{\text{Área molhada}} \quad (\text{refere-se a Figura 9.2b})$$

Volume livre:

$$V = 0,4 \times 0,4 \times 1,3 \times \left(\frac{2,54}{100}\right) - \frac{1}{2} (10+9) \frac{\pi}{4} \times \left(0,675 \times \frac{2,54}{100}\right)^2 \times 0,4 -$$

$$- \frac{1}{2} (10 + 9) \frac{\pi}{4} (1,5^2 - 0,675^2) \left(\frac{2,54}{100}\right)^2 \times 10^{-3} \times 67 \times 0,4$$

$$V = 0,00417 \text{ m}^3$$

Área molhada:

$$S = \frac{1}{2} (10 + 9) \times (A_o + A_f) \times 0,4 = \frac{1}{2} (10 + 9) (0,122 + 0,00502) \times 0,4$$

$$S = 0,65 \text{ m}^2$$

Assim:

$$Dev = \frac{4 \times 0,00417}{0,65} = 0,0255 \text{ m}$$

- . Velocidade de massa do ar:

$$G_s = \frac{\dot{m}_{ar}}{a_s} = \frac{1,254}{0,0909} = 13,8 \text{ kg/s m}^2$$

- . Número de Reynolds

$$Re = \frac{V_{Dev}}{\nu} = \frac{10 \times 0,0255}{1,347 \times 10^{-5}} = 18.930$$

Com o número de Reynolds obtem-se o coeficiente de perda de carga:

$$f = 0,0021 \text{ ft}^2/\text{in}^2 = 0,302$$

- . Queda de pressão

$$P = f \frac{L_p}{L_{Dev}} \frac{G_s^2}{\rho} \frac{1}{2g} \left(\frac{Dev}{ST} \right)^{0,4} \left(\frac{SL}{ST} \right)^{0,8}$$

onde:

$$L_p = \text{distância percorrida} = 6 \times 1,3 \times \frac{2,54}{100} = 0,198 \text{ m}$$

$$ST = SL = 0,0381 \text{ m}$$

assim,

$$P = 0,302 \times \frac{0,198}{0,0255} \times \left(\frac{13,8}{1,38} \right)^2 \times \frac{1}{2 \times 9,8} \times \left(\frac{0,0255}{0,0381} \right)^{0,4} \times 1,0$$

$$P = 14,08 \text{ kg/m}^2 = 14,08 \text{ mm c.a.}$$

10. Verificação dos processos de enchimento com o compressor

A medida que o calor retirado do gás pelo trocador de calor, somado ao calor perdido pela superfície dos tanques é menor que o calor que deve ser retirado durante o processo, será verificada qual a situação nos tanques após os enchimentos com o compressor.

10.1 Tanques dos veículos

Da equação 7.7 com as condições do gás após o trocador de calor e com o calor total retirado obtem-se:

$$h_2 - p_2 v_2 = \frac{\dot{Q} + \dot{M}_{cp} h_e}{\dot{M}_{cp}} \quad (10.1)$$

onde: $\dot{Q} = \dot{Q}_{\text{trocador}} + \dot{Q}_{\text{perdido}}$

$$\dot{Q} = 2742,5 + 378,2 = 3120,7 \text{ kcal/h}$$

assim:

$$h_2 - 17.337,45 v_2 = 426,6 \text{ KJ/kg}$$

por reiteração, tem-se o estado final:

$$T_2 = 58^\circ \text{ C}$$

$$h_2 = 574 \text{ KJ/kg}$$

$$v_2 = 0,0085 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Massa nos tanques:

$$m = \frac{V}{v_2} = \frac{0,090}{0,0085}$$

$$m = 10,6 \text{ kg}$$

A massa requerida nos tanques é 12 kg, portanto, a massa obtida representa 88% da desejada, o que não é muito satisfatório.

Para ser obtida 95% da massa desejável, será necessário a seguinte sobrepressão:

$$v_2 = \frac{V}{0,95 \times m} = \frac{V}{0,95 \times 12}$$

$$v_2 = 0,0079 \text{ m}^3/\text{kg}$$

da equação 10.1, com $v_2 = 0,0079 \text{ m}^3/\text{kg}$, tem-se

$$h_2 - p_2 \cdot 0,0079 = 426,6$$

que por reiteração fornece:

$$p_2 = 19000 \text{ kPa (abs)} = 2740 \text{ psig}$$

$$h_2 = 577 \text{ KJ/kg}$$

$$T_2 = 62^\circ \text{ C}$$

Essa sobrepressão é amplamente aceitável pois, representa somente 10% a mais da pressão de trabalho (2500 psig), e uma autonomia de 95% da desejada é satisfatório.

Concluindo, deve-se inicialmente contentar com uma autonomia de 90 a 95% da desejada, dependendo da sobrepressão imposta, quando o reabastecimento é feito diretamente pelo compressor. Mas deve-se ter em mente que o calor desprendido pelos tanques é um valor sujeito a grandes erros de avaliação; assim a verificação do que realmente ocorrerá só é possível a partir de dados experimentais. Além do que, outro fator que pode exercer alguma influência é a hipótese de que a massa de gás inicial nos tanques é desprezível. Realmente, se cada um desses fenômenos for considerado isoladamente eles se tornam quase que desprezíveis mas, se forem considerados juntamente com outros fenômenos não previsíveis, como variação de temperatura ambiente, ventos, etc, pode-se chegar a ter as condições finais desejadas, mas isso só pode ser verificado em situações práticas.

10.2 Tanques de armazenamento

Do mesmo modo que o item anterior, rearranjando a equação 7,4, tem-se:

$$(h_2 - p_2 v_2) \left[M_{cp} + \frac{m_1}{\Delta T} \right] = Q + \dot{m} h_e + \frac{m_1}{\Delta T} (h_1 - p_1 v_1) \quad (10.2)$$

Nesse caso será considerado que o calor trocado no processo é somente o retirado pelo trocador de calor pois, como foi visto no item 8, o calor perdido pela superfície desses tanques não foi estimado. Assim,

com as condições iniciais do item 7.2, e adotando inicialmente $\Delta T = 0,87$ horas, pois, as condições finais não são conhecidas, portanto, a massa final e o tempo de processo também não o são, tem-se:

$$h_2 - 22.164,68 v_2 = 356,4 \text{ KJ/kg}$$

que por reiteração, fornece:

. estado final:

$$T_2 = 42^\circ \text{ C}$$

$$h_2 = 492,3 \text{ KJ/kg}$$

$$v_2 = 0,0064 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$p_2 = 22.164,68 \text{ kPa (abs)}$$

. massa final

$$m_2 = \frac{V}{v_2} = \frac{2,0}{0,0064}$$

$$m_2 = 312,5 \text{ kg}$$

. tempo do processo

$$T = \frac{m_2 - m_1}{\dot{M}_{cp}} = \frac{312,5 - 266,7}{0,68}$$

$$T = 0,68 \text{ horas}$$

Essa massa final representa cerca de 95% da calculada no item 7.

Esses cálculos só tiveram caráter de verificação, porque não foi considerada a perda de calor pela superfície dos tanques, que no caso não é desprezível. Nesse caso não é importante obter exatamente as condições finais pois, como já foi mencionado, aqui não há preocupação com autonomia e esses tanques estão sempre interligados com algum processo.

11. Reabastecimento com os reservatórios

O reabastecimento dos veículos durante o funcionamento real da estação se dará principalmente a partir dos tanques de armazenamento simultaneamente com o compressor, assim, o estudo desse processo é de grande importância a medida que pode fornecer dados importantes para a análise do sistema.

Será feita uma breve estruturação do problema onde estarão as principais hipóteses adotadas. O desenvolvimento inicial será teórico e a partir deste será construído um programa de computador que fornecerá a variação dos parâmetros desejados. Será dito como usar o programa e então será feita a aplicação do programa para as condições de análise.

11.1 Estudo do Processo

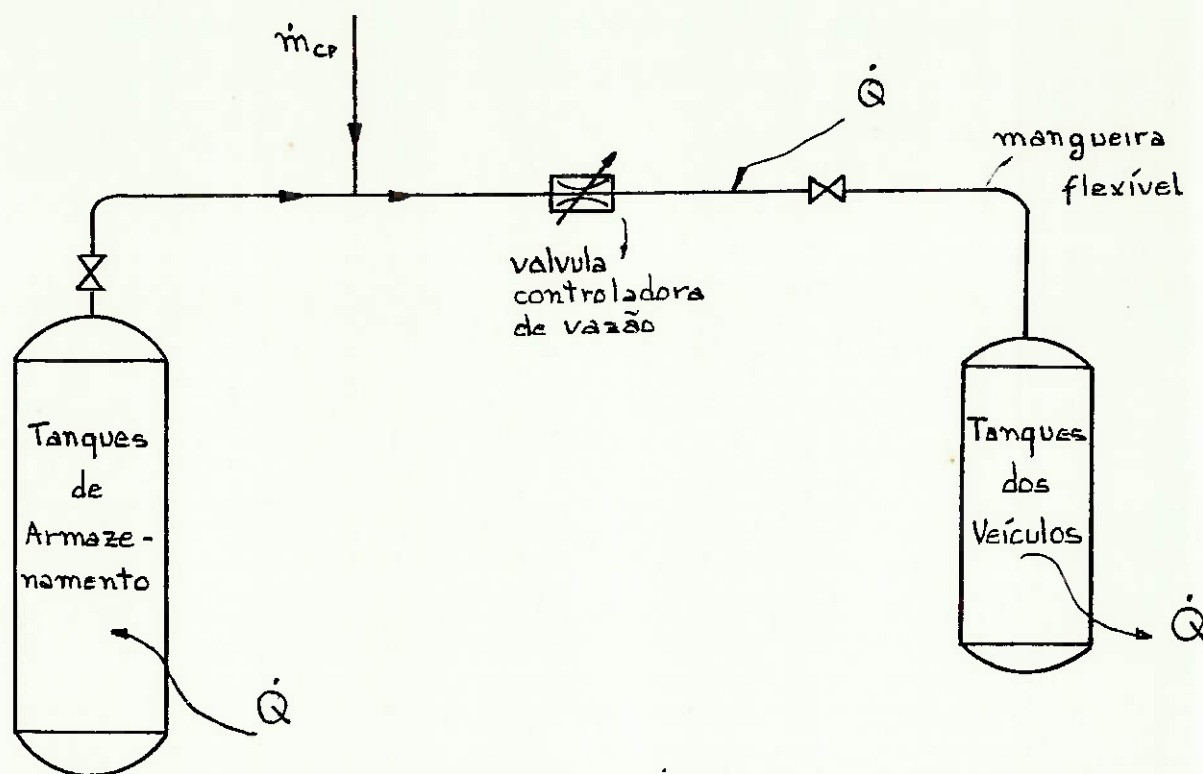


Figura 11.1: Esquema para o estudo do reabastecimento dos veículos.

Os principais fenômenos que ocorrerão durante o processo são:

- queda de pressão e temperatura na válvula controladora de vazão.

- . ganho de calor através da tubulação que leva da válvula controladora de vazão até os tanques dos veículos, podendo acontecer condensação e congelamento de vapor de água na superfície externa dos tubos.
- . abaixamento de temperatura nos tanques de armazenamento, que será em parte compensada pelo ganho de calor proveniente do ambiente, que estará a uma temperatura mais elevada.
- . no início do processo a temperatura nos tanques dos veículos irá sofrer uma queda (talvez chegue a ser abaixo de zero °C), para depois se elevar chegando a ser no final do processo, mais alta que a temperatura ambiente. Assim, no início do processo os tanques estarão recebendo calor do ambiente e em um certo instante acontecerá uma reversão, passando os tanques a cederem calor para o meio ambiente.
- . assim que a pressão nos tanques de armazenamento atingir a pressão mínima pré-determinada estes tanques se fecharão, continuando o reabastecimento a ser feito com o compressor.

Como pode-se notar, o processo é muito complexo e envolve muitos fenômenos de diferentes tipos sendo alguns difíceis de serem avaliados. Assim, será estudado separadamente cada um dos fenômenos, para posteriormente serem analisados simultaneamente a partir de uma simulação matemática.

As principais hipóteses feitas são com relação ao regime quase permanente, aos processos adiabáticos e escoamento sem atrito, admitindo-se ainda o gás perfeito.

A hipótese de regime quase permanente permite que se aplique num dado instante de tempo todas as propriedades de regime permanente. Porém, de um dado instante a outro observa-se variação de propriedades numa mesma seção, ou melhor ainda, as pressões nos tanques variam ocasionando variação nas características do escoamento, tais como, vazão em massa e temperatura após a válvula reguladora de vazão.

A hipótese de processo adiabático é uma hipótese simplificadora adotada devido à grande complexidade dos fenômenos de transferência de calor através dos tanques e da tubulação. Em relação aos tanques dos veículos, ocorrerá uma grande troca de calor na tubulação após a válvula controladora de vazão, assim, não considerando esse calor

recebido as condições de entrada do gás nos tanques dos veículos será alterada, modificando dessa maneira as condições finais, como temperatura e massa dos gases. Em relação aos tanques de armazenamento não considerando o calor recebido do ambiente as condições finais calculadas serão ligeiramente alteradas, principalmente a temperatura que será menor que a real. A não avaliação dessas trocas de calor introduzirá, como já foi visto, alterações nos resultados mas esses erros podem ser avaliados qualitativamente.

As hipóteses de gás perfeito e escoamento sem atrito visam a operacionalizar o modelo sem contudo, prejudicar a representação dos fenômenos.

Sob as hipóteses adotadas os fenômenos que serão estudados são os seguintes:

- . processo que ocorre nos tanques de armazenamento devido a saída de gás para os veículos.
- . processo nos tanques dos veículos devido a entrada de gases provenientes dos reservatórios e do compressor.
- . vazão e expansão do gás na válvula reguladora de vazão.
- . influência do compressor no processo de reabastecimento.

Nas próximas seções será estudado cada um dos fenômenos desenvolvendo-se as equações fundamentais para o processo com o compressor desligado. Após isso será analisado as influências do compressor no reabastecimento e desenvolvidas novas equações ou modificadas as existentes. Qualquer hipótese adicional e comentário sobre sua validade serão feitos a medida que for necessário adotá-las.

11.2 Tanques de armazenamento

A hipótese de regime quase permanente permite considerar, que o estado da massa dentro do volume de controle varia com o tempo mas a qualquer instante é uniforme ao longo de todo o volume de controle e também, que o estado da massa que cruza cada uma das áreas de fluxo na superfície de controle é uniforme e varia com o tempo.

Serão consideradas desprezíveis as velocidades de entrada e saída dos gases e que não há trabalho atravessando a superfície de controle.

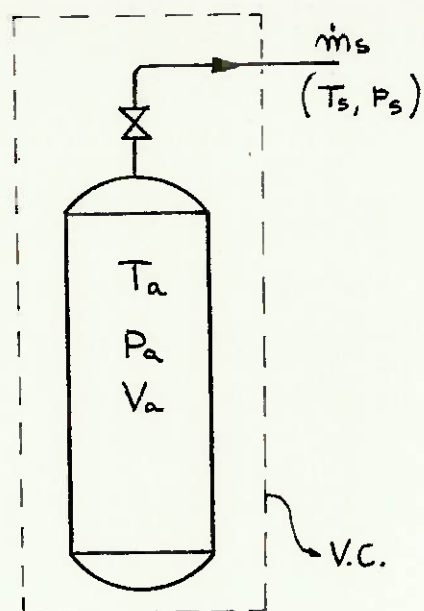


Figura 11.2: Volume de controle adotado para a análise do processo nos tanques de armazenamento.

Da equação da continuidade, tem-se:

$$m_f = m_i - \int_{e_i}^{e_f} \dot{m}_s d\theta$$

onde:

m_f = massa final de gás

m_i = massa inicial de gás

θ = tempo

Para regime quase permanente, considerando \dot{m}_s constante no intervalo de tempo $\Delta\theta$, tem-se:

$$m(i+1) = m_i - \dot{m}_s \Delta\theta \quad (11.1)$$

onde:

m_i = massa de gás no instante i

$m(i+1)$ = massa de gás no instante $i + \Delta\theta$

A 1ª Lei da Termodinâmica com as hipóteses adotadas e lembrando que o processo é adiabático, resulta:

$$\frac{dE}{d\theta} + \dot{m}shs = 0$$

onde a variação de energia do sistema pela hipótese de estado uniforme é:

$$\frac{dE}{d\theta} = \frac{m_f u_f - m_i u_i}{\Delta\theta}$$

As equações acima para regime quase permanente ficam:

$$\frac{m(i+1) u(i+1) - m_i u_i}{\Delta\theta} + \dot{m}si \cdot hsi = 0 \quad (11.2)$$

Desenvolvendo para gás perfeito e adotando para a temperatura dos gases de saída a média da temperatura dos gases nos reservatórios no instante i e no instante $i + \Delta\theta$, como abaixo:

$$T_s = \frac{T_{ai} + T_{a(i+1)}}{2}$$

obtem-se:

$$\frac{m(i+1) T_{a(i+1)} [C_p - R] - m_i T_{ai} [C_p - R]}{\Delta\theta} + \dot{m}si C_p \left(\frac{T_{ai} + T_{a(i+1)}}{2} \right) = 0$$

Substituindo a equação 11.1 na equação anterior, obtem-se para a temperatura dos gases nos reservatórios no instante $i + \Delta\theta$, o seguinte:

$$T_{a(i+1)} = \frac{T_{ai} m_i [C_p - R] - \dot{m}si T_{ai} C_p \Delta\theta/2}{[C_p - R] (m_i - \dot{m}si \Delta\theta) + \dot{m}si \Delta\theta C_p/2} \quad (11.3)$$

Assim a pressão dos gases remanescente nos reservatórios no instante $i + \Delta\theta$ será

$$p_{a(i+1)} = \frac{m(i+1) T_{a(i+1)} R}{V_a} \quad (11.4)$$

As equações 11.1, 11.3 e 11.4 permitem relacionar as condições do gás nos reservatórios e a massa remanescente nos tanques em função do tempo, das condições em um instante anterior e da vazão de saída dos gases. A vazão de saída será calculada posteriormente sendo que para processos com compressor desligado é diferente do que para processos com compressor funcionando.

11.3 Tanques dos veículos

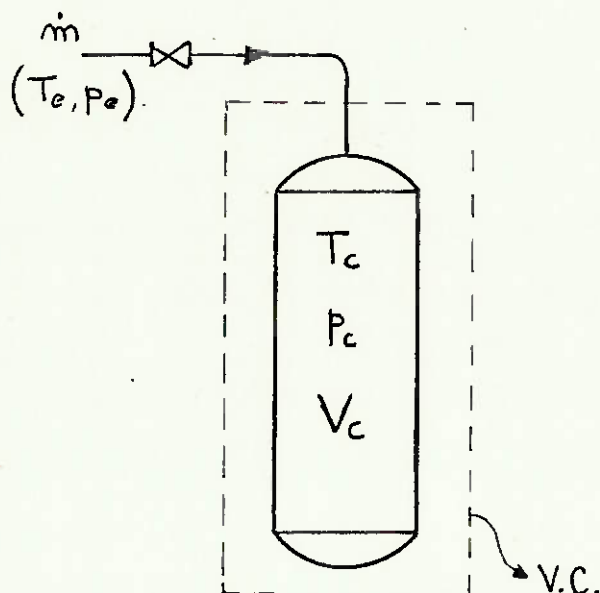


Figura 11.3: Volume de controle adotado para a análise do processo nos tanques dos veículos.

As hipóteses feitas para esse estudo são as mesmas adotadas no item anterior, ou seja, estado da massa no V. C. é uniforme, velocidade de entrada dos gases é desprezível, não há trabalho atravessando a superfície de controle e, ainda, regime quase permanente e processo adiabático.

Da equação da continuidade, para regime quase permanente, ou seja, considerando \dot{m} constante num intervalo de tempo $\Delta\theta$, obtém-se

$$m(i + 1) = m_i + \dot{m} \Delta\theta \quad (11.5)$$

A 1ª Lei da Termodinâmica com as hipóteses feitas, resulta:

$$\dot{m} h_e = \frac{dE}{d\theta} = \frac{m_f u_f - m_i u_i}{\Delta\theta} \quad (11.6)$$

A equação acima para regime quase permanente e desenvolvida para gás perfeito resulta em

$$\dot{m} \phi_{p \text{ Tei}} = \frac{m(i + 1) c_v (i + 1) [\phi_p - R] - m_i c_v i [\phi_p - R]}{\Delta\theta}$$

Substituindo na equação acima a equação 11.5, obtem-se uma relação entre a temperatura dos gases nos tanques num instante $i + \Delta e$, com a temperatura dos gases no instante i e com a temperatura dos gases após a válvula de expansão:

$$t_c(i + 1) = \frac{m_i t_{ci} (\phi_p - R) + \dot{m} \phi_p t_{ei} \Delta e}{(\phi_p - R)(m_i + \dot{m} \Delta e)} \quad (11.7)$$

Pode-se obter a pressão nos tanques dos veículos no instante $i + \Delta e$:

$$p_c(i + 1) = \frac{m(i + 1) t(i + 1) R}{V_c} \quad (11.8)$$

Nota-se que para as equações desenvolvidas se tornem operacionais é necessário o cálculo das condições de entrada dos gases nos tanques dos veículos, ou seja, as condições do gás após a válvula controladora de vazão, e a taxa de entrada dos gases nos tanques.

12.4 Válvula controladora de vazão

Como já foi mencionado, para que as equações desenvolvidas nos itens anteriores se tornem operacionais é necessário obter equações que relacionem a temperatura dos gases após a válvula e a vazão de gás, com a diferença de pressão existente em cada instante entre a entrada e a saída da válvula.

a) Temperatura após estrangulamento

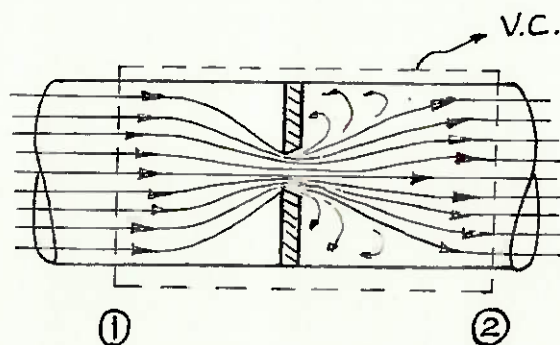


Figura 11.4: Volume de controle adotado para a análise do processo na válvula.

Para o estudo das condições após a restrição será considerado duas seções uma a jusante e outra a montante da restrição, nas quais o escoamento não mais estará influenciado pelo estrangulamento. Desse modo, pode-se desprezar as velocidades do gás pois, elas além de serem baixas são praticamente do mesmo valor. Essa hipótese não introduzirá nenhum erro na análise do problema, porque o que interessa é a temperatura de entrada dos gases nos tanques dos veículos, que estarão distantes da válvula.

Será feita ainda, a hipótese de que a pressão antes da válvula é igual à pressão nos tanques de armazenamento e a pressão após a válvula é igual a pressão nos tanques dos veículos, ou seja, não há perda de carga por atrito nas tubulações.

Da 1ª Lei da Termodinâmica para o Volume de Controle, tem-se:

$$h_1 + \frac{v_1^2}{2g} = h_2 + \frac{v_2^2}{2g}$$

mas sabe-se que as velocidades $v_1 \approx v_2$, assim:

$$h_1 = h_2 \quad (11.9)$$

Nota-se que, neste estudo, a hipótese de gás perfeito não pode ser adotada pois, teria-se:

$$h_2 - h_1 = 0$$

que para gás perfeito, torna-se:

$$C_p(T_2 - T_1) = 0$$

o que resulta em $T_2 = T_1$, impedindo dessa maneira, a representação do fenômeno.

Portanto essa hipótese será abandonada e será definido um coeficiente de Joule-Thomson médio para o metano.

O coeficiente de Joule-Thomson permite relacionar a queda de pressão na válvula a cada instante com a queda de temperatura, ou seja:

$$u_j = \left(\frac{\Delta T}{\Delta p} \right)_h \quad (11.10)$$

O coeficiente de Joule-Thomson médio, representativo das diversas condições de trabalho, foi calculado através de um trabalho de estatística, no qual foi levantada uma grande série de valores (ao todo 100 valores, para variadas condições de pressões e temperaturas), a partir do gráfico pressão versus entalpia do metano. O coeficiente médio e seu desvio padrão resultaram no seguinte:

$$u_j = 2,867 \times 10^{-5} \text{ } ^\circ \text{C/PA} \quad \text{desvio padrão: } \sigma = 1,23 \times 10^{-5} \text{ } ^\circ \text{C/PA}$$

O desvio padrão representa cerca de 43% do valor da medida, assim sendo, esse valor médio não serve para se obter exatamente a queda de pressão para um dado diferencial de pressão. Mas para um processo onde a variação de pressões é muito grande e onde o interesse maior são as condições finais, esse é um método válido pois, os erros tenderão a se anular.

A partir da equação 11.10 e com o coeficiente de Joule-Thomson, pode-se relacionar as pressões a fusante e a montante da válvula com as temperaturas a cada instante.

$$\Delta T = u_j \Delta p$$

ou

$$T_2 - T_1 = u_j(p_2 - p_1)$$

isolando T_2 , tem-se:

$$T_2 = T_1 + u_j(p_2 - p_1)$$

Pelas hipóteses de escoamento sem atrito e processo adiabático, sabe-se que:

p_1 = pressão nos tanques de armazenamento

p_2 = pressão nos tanques de veículos

T_1 = temperatura dos gases a jusante da válvula
(para processo com o compressor desligado será
igual a temperatura dos gases dos reservatórios)

T_2 = temperatura de entrada dos gases nos tanques dos
veículos

assim:

$$T_{ei} = T_1 + u_j(p_{ci} - p_{ai}) \quad (11.11)$$

b) Vazão

A outra relação que deve ser definida é a vazão pela válvula em função da queda de pressão na válvula.

Como as pressões a montante e a jusante da válvula variam continuamente a medida que o reabastecimento é feito, e a abertura de passagem da válvula permanece constante, a vazão de gás irá variar consideravelmente durante o processo. A mecânica dos fluidos através da equação da energia permite relacionar a vazão com as condições do gás antes e depois da válvula e com um coeficiente de válvula, a partir da seguinte relação:

$$Q = A \phi_v \sqrt{\left(\frac{p_1}{p_2} - \frac{p_2}{p_1}\right) \frac{2}{g_c}} \quad (11.12)$$

onde:

Q = vazão volumétrica

A = área de fluxo

ϕ_v = coeficiente da válvula

p = massa específica do gás

A partir da equação acima, se fosse conhecido o coeficiente da válvula e a área de fluxo, poderia ser determinada a vazão para qualquer diferencial de pressão. Mas, para as condições práticas, não é possível utilizar essa equação pelas seguintes razões:

- . é impossível conhecer-se previamente a área de passagem do gás para que se tenha as condições e tempo de reabastecimento desejados, além do que, é impossível avaliar-se esta área de fluxo.
- . o coeficiente da válvula é função da abertura da mesma, sendo impossível relacionar os dois parâmetros pois, os fabricantes de válvulas não fornecem dados suficientes a esse respeito.
- . o coeficiente da válvula também varia com a queda de pressão na válvula, sendo que os fabricantes também não fornecem dados que tornem possível relacionar essas duas variáveis.

Em vista desses fatos, só a partir de experiências seria possível obter os dados necessários para a utilização da equação fornecida pela teoria. Portanto, a solução será adotar uma curva para a vazão

volumétrica em função do diferencial de pressão, tendo em mente que a vazão é máxima para um diferencial máximo e nula quando há o equilíbrio de pressões entre os tanques. A curva adotada terá o seguinte aspecto:

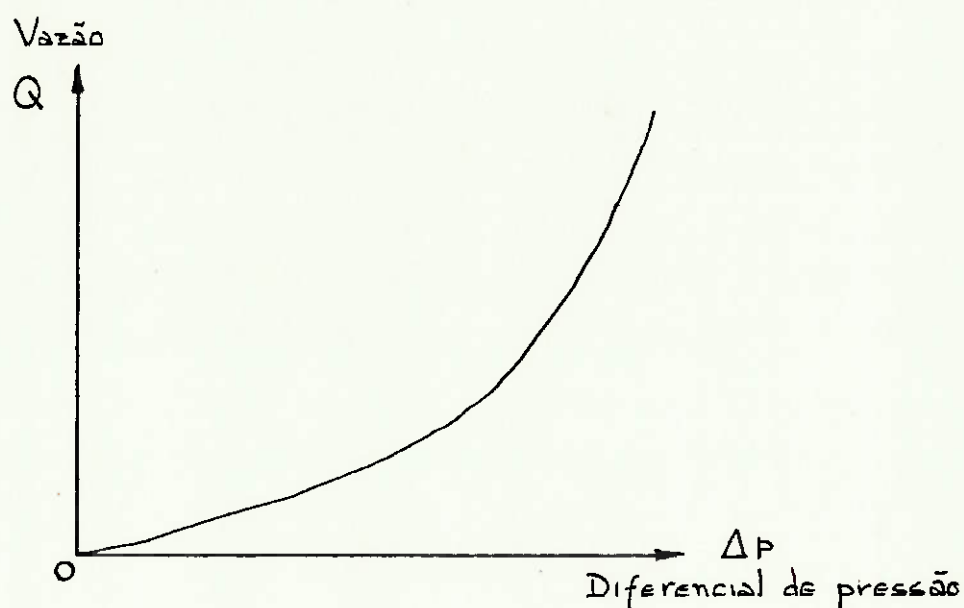


Figura 11.5: Aspecto da curva de vazão volumétrica em função do diferencial de pressões na válvula.

A curva será uma exponencial pois, é a que melhor se adapta ao fenômeno físico. Observando a equação 11.12, poder-se-ia pensar que a melhor curva fosse uma parábola mas isso não ocorre devido ao coeficiente de válvula também variar em função da pressão. A equação adotada, será:

$$Q = Q_o \left[e^{(\Delta p / \Delta p_{\text{máx}})} - 1 \right] \quad (11.13)$$

Onde Δp é a diferença entre a pressão a jusante e a montante da válvula e $\Delta p_{\text{máx}}$ é a diferença de pressão quando os reservatórios estão à pressão máxima e os tanques dos veículos à pressão mínima. Numericamente tem-se:

- . pressão máxima nos reservatórios: $p_{\text{a max}} = 22.164,68 \text{ kPa}$
- . pressão mínima nos veículos: $p_{\text{cmin}} = 199,3 \text{ kPa}$

$$\Delta p_{\max} = p_{\min} - p_{\max} = 21.965,4 \text{ kPa}$$

Deve-se observar que a pressão mínima nos tanques dos veículos ocorre sempre no início do reabastecimento pois, os veículos sempre se reabastecem com os tanques praticamente vazios. Podem acontecer ligeiras variações nesse valor, devido ao rendimento da válvula de saída dos tanques dos veículos e do sistema de injeção de combustível.

O parâmetro Q_0 da equação 11.13 é a vazão volumétrica média obtida para um reabastecimento que se inicia com a pressão máxima nos tanques de armazenamento e que se dá em um tempo pré-determinado. Integrando a equação 11.13 obtem-se:

$$Q_v = \frac{T}{(\Delta p_{\max} - \Delta p_{\min})} \int_{\Delta p_{\min}}^{\Delta p_{\max}} Q(\Delta p) d(\Delta p)$$

onde:

T = tempo de reabastecimento quando a pressão inicial nos reservatórios for igual a pressão máxima

Q_v = capacidade de gás, em volume, dos tanques dos veículos, medida as condições dos reservatórios à pressão máxima

Substituindo a equação 11.13 na equação acima e fazendo $\Delta p_{\min} = 0$, resulta:

$$Q_v = \frac{T}{\Delta p_{\max}} \int_0^{\Delta p_{\max}} Q_0 \left[e^{(\Delta p / \Delta p_{\max})} - 1 \right] d(\Delta p) \quad (11.14)$$

Nota-se que na realidade para um reabastecimento que se inicia com os gases nos reservatórios à pressão máxima, o diferencial de pressão mínima (alcançando no final do processo) nunca será igual a zero como foi adotado. Mas essa hipótese não introduzirá grandes erros, porque, esse Δp_{\min} é pequeno (representando cerca de 10% do diferencial) de pressão máxima), além do que, aqui não há preocupação em grandes exatidões a medida que a válvula pode ser regulada para qualquer vazão.

Resolvendo a equação 11.14, obtem-se:

$$Q_o = \frac{Q_v}{(e-2)^T} \quad (11.15)$$

Para determinar Q_o resta definir o tempo de reabastecimento de um veículo para as condições na qual a equação acima foi deduzida. Esse tempo será diferente do tempo médio de reabastecimento calculado no item 3 pois, aquele representa a média dos tempos de reabastecimento durante todo o funcionamento da estação. O tempo que aqui será definido é o tempo de reabastecimento realizado com os reservatórios à pressão inicial igual à máxima. Inicialmente, para o estudo, será adotado como sendo 2 minutos, posteriormente durante o funcionamento da estação se esse tempo não for satisfatório é só ajustar convenientemente a válvula controladora de vazão. Observa-se que se for reabastecido mais de um carro simultaneamente, esse tempo irá aumentar.

Substituindo os valores abaixo na equação 11.15, obtem-se:

$$Q_v = 18 \text{ Nm}^3 = 0,0768 \text{ m}^3$$

$$T = 2 \text{ min} = 120 \text{ seg}$$

$$Q_o = \frac{0,0768}{(e - 2) 120}$$

$$Q_o = 0,00089 \text{ m}^3/\text{seg}$$

De posse de todos esses dados pode-se determinar a vazão em massa de um tanque a outro em função das pressões nos veículos e nos reservatórios a qualquer instante.

$$\dot{m} = \rho_a Q$$

assim:

$$\dot{m} = \frac{\rho_a}{RT_a} Q_o \left[e^{(p_a - p_c)/\Delta p_{\max}} - 1 \right] \quad (11.16)$$

Onde o índice "a" representa as condições nos tanques de armazenamento e o índice "c" as condições nos tanques dos veículos. A vazão em massa foi relacionada com a volumétrica a partir da densidade do gás nos reservatórios, isso porque Q_o foi calculado para o gás nas condições dos reservatórios.

Como já foi mencionado as equações deduzidas nesse item tem

somente o caráter de estudo, isto é, elas foram obtidas a partir de várias hipóteses para possibilitar a análise dos fenômenos e portanto, devem ser verificadas experimentalmente.

11.5 Processo com compressor ligado

O processo de reabastecimento com o compressor desligado é simplesmente uma transferência de gás dos tanques de armazenamento para os tanques dos veículos e para a sua resolução basta utilizar as equações desenvolvidas.

Com o compressor em funcionamento irá ocorrer uma alteração no processo pois, os gases de descarga do compressor estão em condições diferentes dos gases de saída dos reservatórios, assim, no encontro destas duas correntes resultará uma mistura com condições intermediárias entre as de entrada.

O processo que ocorre no encontro das duas correntes, antes da válvula de controle é o seguinte:

- . inicialmente quando a pressão nos tanques dos veículos for baixa os dois fluxos se misturam, resultando em uma mistura com temperatura intermediária entre a dos dois fluxos, dependendo da relação entre as duas vazões; pode-se considerar que a pressão de descarga do compressor se ajusta (dentro de limites) à resistência oposta ao fluxo, assim, a pressão da mistura resultante será praticamente igual à pressão nos reservatórios;
- . posteriormente, a medida que a pressão nos tanques dos veículos aumenta a resistência ao fluxo de gás também aumenta, até chegar um instante no qual a pressão antes da válvula de controle seja maior que a pressão nos tanques de armazenamento; nesse instante não mais sairá gás dos reservatórios e haverá uma tendência dos gases provenientes do compressor não só irem em direção aos veículos, como também para os reservatórios, mas isso será impedido por uma válvula de retenção.
- . após o fechamento dos reservatórios o reabastecimento continuará sendo feito pelo compressor; sendo que o aumento da resistência

ao fluxo de gás, será compensado por um aumento da pressão de descarga do compressor, fazendo com que o diferencial de pressão seja mantido e dessa maneira a vazão seja constante.

Portanto, quando o compressor estiver funcionando as equações desenvolvidas serão ligeiramente modificadas, como será visto a seguir.

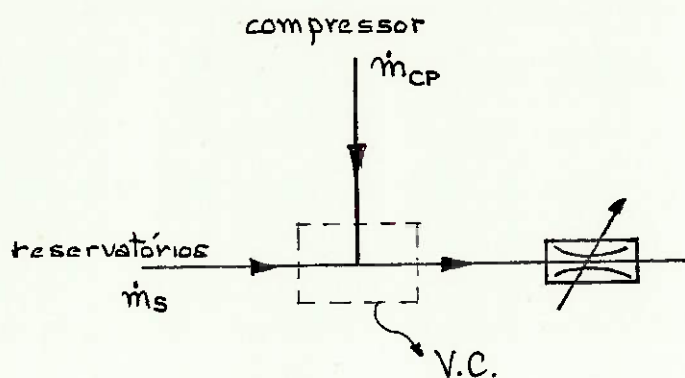


Figura 11.6: Esquema do processo de mistura do fluxo proveniente do compressor e do fluxo de saída dos reservatórios.

Da equação da continuidade tem-se

$$\dot{m} = \dot{m}_s + \dot{m}_{cp} \quad (11.17)$$

Da 1ª Lei da Termodinâmica para o volume de controle, tem-se

$$\dot{m} h_m = \dot{m}_s h_a + \dot{m}_{cp} h_e \quad (11.18)$$

assim:

$$h_m = \frac{\dot{m}_s h_a + \dot{m}_{cp} h_e}{\dot{m}}$$

Desenvolvendo-se a equação 11.17 para gás perfeito, obtem-se:

$$T_m = \frac{\dot{m}_s T_a + \dot{m}_{cp} T_e}{\dot{m}} \quad (11.19)$$

Sabe-se que:

$$\dot{m} = \frac{p}{RT} Q_o \left[e^{(p - p_c)/\Delta p_{\max}} - 1 \right]$$

onde:

p = pressão antes da válvula de controle, que é igual a pressão nos tanques de armazenamento

T = temperatura antes da válvula, que no caso é T_m

Assim substituindo a equação 11.19 e 11.17 na equação da vazão e desenvolvendo, obtém-se

$$\dot{m} = \frac{p_a Q_o \left[e^{(p_a - p_a)/\Delta p_{\max}} - 1 \right] + \dot{m}_{cp} R (T_a - T_s)}{RT_a}$$

(11.20)

Com as equações 11.17, 11.19 e 11.20 pode-se determinar as condições da mistura, a vazão em massa pela válvula e a quantidade de gás que sai dos tanques de armazenamento.

11.6 Pressões e temperaturas de controle

a) Pressões:

Pressão de entrada do compressor:

A pressão nos tanques de armazenamento na qual o compressor começa a funcionar depende do perfil de consumo de gás, para não se ter um grande número de paradas e partidas do compressor, o que honeraria demasiadamente o custo de operação (pois, envolveria maiores gastos de energia) e de manutenção do compressor. Porém, esse perfil de consumo só é possível de ser obtido durante o funcionamento da estação em condições reais. Assim, essa pressão de controle, no estágio de análise, só pode ser avaliada para posterior verificação. Portanto, será admitida como sendo a pressão nos tanques de armazenamento após o reabastecimento de um veículo, realizado no tempo médio de 8 minutos, assim, tem-se:

. em 60 minutos o compressor fornece $101,3 \text{ Nm}^3$, portanto em

8 minutos, fornecerá $13,5 \text{ Nm}^3$;

- . como os tanques dos veículos tem capacidade para 18 Nm^3 , os reservatórios terão que fornecer $4,5 \text{ Nm}^3$ para o reabastecimento estar completo em 8 minutos;
- . após o reabastecimento restará nos reservatórios:

$$Q_a = 490 - 4,5 = 485,5 \text{ Nm}^3$$

- . que representarão para o volume de 2 m^3 um volume específico de $0,0062 \text{ m}^3/\text{kg}$;
- . a temperatura ambiente e $v = 0,0062 \text{ m}^3/\text{kg}$, tem-se a pressão de 21.800 kPa (abs) ou 3150 psig , que é a pressão de controle.

Pressão mínima nos reservatórios:

Para o tipo de funcionamento definido no item 5, a pressão mínima nos reservatórios pode ser adotada como sendo igual a pressão máxima nos tanques dos veículos. Observa-se que para o tipo de funcionamento definido, essa pressão mínima não pode ser menor que a pressão máxima nos veículos pois, desse modo, quando os tanques atingissem o equilíbrio numa pressão menor que a requerida nos veículos, o compressor passaria a encher simultaneamente os tanques de armazenamento e os dos veículos

b) Temperaturas:

Pelos resultados já obtidos, verifica-se que não é necessário utilizar as temperaturas para controlar o funcionamento dos equipamentos. Basta acompanhar a evolução de algumas temperaturas, como as descritas abaixo, com a finalidade de detectar algum problema durante a utilização dos equipamentos:

- . temperatura de descarga dos gases do compressor, que não pode exceder determinados valores pois, prejudicaria a lubrificação dos componentes móveis do compressor.
- . temperatura dos gases nos tanques, que não pode exceder a temperatura definida no item 8.1 pois, poria em risco a resistência do aço dos tanques.

- . temperatura dos gases após a válvula controladora de vazão pois, essa não pode ser inferior a determinado valor por problemas de friabilidade do aço da válvula e de resistência da mangueira flexível.
- . temperatura dos gases após o resfriador para verificar o desempenho deste.

11.7 Programa de Computador

As equações 11.1, 11.3, 11.4, 11.5, 11.7, 11.8, 11.11, 11.16, 11.17, 11.19 e 11.20 permitem que se elabore um programa de computador para a resolução numérica do modelo proposto.

O programa foi estruturado de forma a obter as condições do gás nos tanques passo a passo e o tempo de reabastecimento, para várias pressões iniciais nos reservatórios, para reabastecimento realizados só com os tanques de armazenamento e também com os tanques junto com o compressor. Esse programa não tem a finalidade de simular a operação diária da estação, mas sim de obter vários perfis do processo de reabastecimento para serem analisados.

Os parâmetros de entrada para o programa são:

- . condições iniciais de temperatura e pressão nos tanques de armazenamento e dos veículos (p_a , T_a , p_c , T_c).
- . volume total dos tanques de armazenamento e dos veículos (v_a , v_c).
- . características do gás metano:
 - calor específico (ϕ_p)
 - constantes do gás (R e K)
 - coeficiente de Joule-Thomson (U_J)
- . vazão e temperatura dos gases de descarga do compressor (\dot{m}_{cp} , T_s)
- . vazão volumétrica média pela válvula controladora de vazão (Q_o)
- . pressões de controle:
 - pressão máxima e mínima nos tanques de armazenamento ($p_{m\acute{a}x}$, $p_{m\acute{i}n}$).
 - pressão máxima nos tanques dos veículos ($p_{c m\acute{a}x}$)
 - pressão nos tanques de armazenamento na qual o compressor começa a funcionar (p_{ac})

- . incremento de tempo no qual é efetuada a interação (Δt)
- . incremento de pressão (Δp)
- . fator de conversão de kcal/h para J/h (J)

O programa computa esses parâmetros de entrada e calcula para várias pressões iniciais nos tanques de armazenamento e para um, dois e três veículos sendo reabastecidos simultaneamente, as massas iniciais de gás nos tanques, iniciando após isso, o processo interativo utilizando as equações já mencionadas e fornecendo, dessa maneira, passo a passo as condições do gás nos tanques, até ser finalizado o processo de reabastecimento.

A listagem desse programa está em anexo, juntamente com alguns exemplos de respostas do programa que fornece os resultados passo a passo.

Para uma boa compreensão de como se processa o programa basta observar a listagem em anexo. Pode-se observar que inicialmente o programa calcula os processos de reabastecimento com o compressor desligado, para pressões iniciais no armazenamento variando da máxima à mínima, sendo que, para cada uma dessas pressões é calculado o processo com 1, 2 e 3 carros simultaneamente. Após esse procedimento é repetido com o compressor funcionando. Observa-se que quando a pressão no armazenamento for maior que a pressão na qual o compressor começa a funcionar, o compressor estará sempre desligado, passando a funcionar quando pa atingir pac. Outro detalhe é que se durante o processo de reabastecimento a pressão pa atingir pamin, os tanques de armazenamento estarão fechados e se o compressor estiver funcionando o processo continua, senão é interrompido.

Para a utilização do programa basta observar a colocação correta dos dados segundo indica os FORMATS (todas as variáveis são reais) e segundo as seguintes unidades:

- . pressão: Pascal (N/m^2)
- . temperatura: grau Kelvin
- . volume: m^3
- . massa: Quilograma
- . calor específico: kcal/kg ° K

- . constante do gás (R): J/kg ° K
- . vazão do compressor: kg/seg
- . vazão pela válvula: m³/seg
- . coeficiente de Joule-Thomson: °K/Pa
- . fator de conversão: J/kcal
- . tempo: segundo

As grandezas impressas na listagem estarão nestas mesmas unidades.

11.8 Análise dos resultados

A tabela 11.1 apresenta várias condições finais do processo de reabastecimento, para várias pressões iniciais nos tanques de armazenamento e para o compressor desligado e ligado. Estão ainda, em anexo, alguns exemplos que mostram o processo de reabastecimento, mas para um incremento de tempo grande a fim de possibilitar uma visão geral.

Para todos os reabastecimentos as seguintes condições iniciais são as mesmas:

- . temperatura inicial nos tanques de armazenamento: 30° C
- . temperatura inicial nos tanques dos veículos: 26° C
- . pressão inicial nos tanques dos veículos: 199,3 kPa
- . massa inicial nos tanques de cada veículo: 0,116 kg

A seguir estão apresentadas algumas conclusões e observações que se chega a partir da análise dos resultados. Adiantando-se, foi observado que no geral os efeitos negativos de uma hipótese tendem a ser neutralizadas pelos efeitos de outra hipótese.

Pode-se verificar, como era esperado, os seguintes fatos:

- . quanto menor a pressão inicial nos tanques de armazenamento, maior será o tempo do processo;
- . quando o compressor está funcionando tem-se, para uma mesma pressão inicial nos reservatórios, menores tempos de reabastecimento do que quando o compressor está desligado;

- . a temperatura, a massa e a pressão final nos tanques de armazenamento são maiores quando se tem o compressor ligado;
- . quanto maior o número de veículos reabastecidos menores são a massa e a pressão final nos tanques de armazenamento;
- . a temperatura final nos tanques dos veículos é maior para processos com o compressor ligado, principalmente para processos nos quais os reservatórios se fecha pois, os gases provenientes do compressor estão a uma temperatura maior do que os gases que sofreram expansão na válvula de controle (mesmo se fosse considerado o calor recebido do meio ambiente na tubulação até os veículos).

Nota-se que o tempo de reabastecimento de 2 ou 3 veículos é um pouco maior do que o dobro ou o triplo, respectivamente, do tempo de reabastecimento de um veículo, isto é devido a uma maior transferência de massa que acarreta diferenciais de pressão na válvula cada vez menores.

Verifica-se que a temperatura nos tanques dos veículos cresce ligeiramente quando se tem menores pressões iniciais nos reservatórios, devido ao menor diferencial de pressão que dessa maneira, ocasiona menores quedas de temperatura na válvula.

Observa-se que a temperatura final nos tanques dos veículos é mais elevada do que se esperava, sendo devido à hipótese de gás perfeito. Uma das evidências desse fato é que a temperatura final nos tanques dos veículos para processos efetuados praticamente só com o compressor (processos de número 29 e 30 da tabela 9.1) é maior do que a temperatura calculada em itens anteriores (itens 7 e 10) e sabe-se que essa temperatura final para reabastecimento feito com os reservatórios é menor do que o realizado só com o compressor (como foi comentado no parágrafo anterior). Sendo assim, mantendo-se a mesma relação entre os resultados da tabela 11.1 e adotando para a temperatura final com abastecimento feito com o compressor, o valor calculado no item 10, obtém-se para a temperatura final nos veículos quando o reabastecimento é feito principalmente com os reservatórios a média de 45° C.

Verifica-se que as massas tanto nos tanques de armazenamento como nos dos veículos são menores do que era esperado e do que foi calculado

em itens anteriores, a principal causa desse fato é a hipótese de gás perfeito, que para o metano nessa faixa de pressões se distânciava um pouco da realidade. Mas este fato não altera a descrição do fenômeno pois, já era esperado.

Outro item que pode ser observado é que em alguns casos a pressão final nos tanques dos veículos é ligeiramente maior do que a pressão máxima pré-determinada. Esse fato é devido à hipótese de regime quase permanente, que faz com que o processo seja descontínuo. Um modo de eliminar esse inconveniente é utilizar incrementos de tempo cada vez menores e no limite tendendo a zero. Outro fato ocasionado por essa hipótese é a diferença entre os resultados das listagens anexas, como exemplo e os apresentados na Tabela 11.1.

A principal conclusão a que se chega por esse estudo é que este método de funcionamento não é satisfatório para o tipo de utilização em questão pois, o aproveitamento dos reservatórios é baixo, exigindo dessa maneira, um outro processo de utilização destes tanques com a finalidade de melhorar o rendimento da estação. Observa-se que estando o compressor desligado, a massa nos tanques de armazenamento quando estes se fecham é ainda grande, representando cerca de 75% da massa contida quando a pressão é máxima. Verifica-se uma situação pior quando o compressor está funcionando pois, os reservatórios param de atuar com pressões altas (maiores do que a mínima estabelecida), fazendo com que a massa remanescente, que nunca será utilizada, seja ainda maior do que quando se tem o compressor desligado.

Como comentário, deve-se mencionar que o processo foi muito bem representado mesmo com as hipóteses adotadas. Os defeitos ocasionados pela hipótese de regime quase permanente podem ser eliminados com incrementos de tempo menores. A hipótese de processo adiabático não introduziu nenhuma discrepância e os possíveis erros podem ser avaliados. A hipótese que mais causou transtorno foi a de gás perfeito pois, nessa faixa de pressão o metano se distânciava do gás perfeito, mas um modo de se eliminar este erro seria utilizar as próprias propriedades termodinâmicas no programa, ou adotar uma curva para o fator de compressibilidade em função da pressão.

Tabela 11.1: Condições finais do processo de reabastecimento

Nº	Número de Veículos	Vazão Compressor (kg/s)	Pa inicial (kPa)	Ma inicial (kg)	Ta final (°K)	Ma final (kg)	Pa final (kPa)	Tc final (°K)	Mc final (kg)	Pc final (kPa)	Observações
1	1	0,0	22.164,68	283,98	298,3	275,26	21.281,6	340,7	8,84	17.340,2	Processo Interrompido Pa = Pa min Processo Interrompido Pa = Pa min Processo Interrompido Pa = Pa min Processo Interrompido Pa = Pa min T = 22 * T = 19 * T = 18 *; T = 376 ** T = 131 ** T = 256 ** T = 376 ** T = 130 ** T = 255 ** T = 375 ** T = 130 ** T = 254 ** T = 373 ** T = 129 ** T = 192 ** T = 116 **
2	2				295,4	266,53	20.406,2	340,5	17,68	17.337,6	
3	3				292,4	257,78	19.537,9	340,2	26,54	17.337,7	
4	1				298,2	262,54	20.291,1	344,3	8,74	17.341,0	
5	2				295,2	253,90	19.425,0	344,0	17,50	17.338,6	
6	3				292,1	245,24	18.565,9	343,7	26,28	17.337,8	
7	1				298,1	249,82	29.300,5	347,9	8,65	17.339,4	
8	2				295,0	241,26	18.443,6	347,5	17,32	17.337,8	
9	3				291,7	232,68	17.593,5	347,1	26,02	17.337,5	
10	1				298,0	237,05	18.309,7	351,5	8,56	17.337,8	
11	2	0,01876	18.164,68	232,73	294,7	228,62	17.461,7	351,0	17,15	17.337,5	
12	3				294,2	227,37	17.337,4	341,6	18,52	12.144,2	
13	1				297,9	224,55	17.337,5	354,4	8,25	16.921,5	
14	2				297,9	224,55	17.337,0	338,4	8,41	8.197,2	
15	3				297,9	224,55	17.337,4	333,1	8,52	5.450,1	
16	1				298,9	276,91	21.451,1	341,6	8,81	17.339,8	
17	2				296,9	270,82	20.835,9	342,2	17,60	17.338,7	
18	3				295,0	265,21	20.274,5	342,9	26,33	17.338,5	
19	1				299,1	265,05	20.545,0	345,7	8,71	17.339,7	
20	2				297,1	255,46	19.981,3	346,5	17,37	17.337,5	
21	3	0,01876	21.164,68	271,17	295,3	254,31	19.465,9	347,4	26,00	17.337,7	Processo Interrompido Pa = Pa min Processo Interrompido Pa = Pa min Processo Interrompido Pa = Pa min Processo Interrompido Pa = Pa min T = 22 * T = 19 * T = 18 *; T = 376 ** T = 131 ** T = 256 ** T = 376 ** T = 130 ** T = 255 ** T = 375 ** T = 130 ** T = 254 ** T = 373 ** T = 129 ** T = 192 ** T = 116 **
22	1				299,2	252,83	19.604,2	350,1	8,60	17.340,5	
23	2				297,4	247,76	19.093,6	350,9	17,16	17.339,4	
24	3				295,6	243,09	18.626,2	351,6	25,68	17.338,0	
25	1				299,3	240,59	18.662,7	354,4	8,50	17.339,4	
26	2				297,6	236,05	18.204,6	355,1	16,96	17.338,7	
27	3				296,0	231,86	17.784,7	355,8	25,38	17.337,9	
28	1				299,4	228,35	17.720,4	358,6	8,40	17.338,7	
29	2				297,9	224,55	17.337,4	360,5	16,70	17.338,1	
30	3				297,9	224,55	17.337,4	369,7	24,43	17.338,1	

(*) Compressor começa a atuar no tempo T (seg)
 (**) Compressor para de atuar no tempo T (seg)

12. As condições requeridas do gás

Nesta seção será verificada qual o teor de umidade do gás para que não ocorra congelamento de vapor de água na válvula de controle de vazão e também para que o vapor de água não se condense durante o processo de compressão. Será feito um estudo para cada um dos casos citados e determinada a condição crítica.

Será verificado que com o sistema definido no item 5 haverá problemas na mangueira flexível que leva o gás até os veículos. Esta será mais uma razão para se adotar um novo método de utilização dos equipamentos.

12.1 Condensação na compressão

Tem-se as seguintes condições do gás no pipe-line e após o processo de compressão:

. pipe-line:

pressão: $p_1 = 131,87 \text{ kPa (abs)}$

temperatura: $T_1 = T_{\text{ambiente}} = 26^\circ \text{ C}$

umidade: ϕ_1 (a determinar)

. na descarga do compressor:

pressão: $p_2 = 22.164,65 \text{ kPa (abs)}$

temperatura: $T_2 = 80^\circ \text{ C}$

umidade: ϕ_2 (a determinar)

A 80° C a pressão de vapor saturado será:

$$T_2 = 80^\circ \text{ C} \implies p_{v_{S2}} = 47,39 \text{ kPa}$$

Na eminência de haver condensação tem-se:

$$\phi_2 = 1.0$$

portanto:

$$\phi_2 = \frac{p_{v_2}}{p_{v_{S2}}} = 1,0 \implies p_{v_2} = 47,39 \text{ kPa}$$

que resulta na seguinte umidade absoluta:

$$W_2 = \frac{M_v P_v}{M_{ch4} \cdot P_{ch4}} = \frac{16,04 \times 47,39}{28,97 \times (22.164,68 - 47,39)}$$

$$W_2 = 0,00119 \text{ kg vapor/ kg gás}$$

Não havendo condensação tem-se que:

$$W_1 = W_2 = 0,00119 \text{ kg vapor/ kg gás}$$

assim:

$$W_1 = \frac{M_v P_{v1}}{M_{ch4} \cdot P_{ch4}} = \frac{16,04}{28,97} \cdot \frac{P_{v1}}{(P_1 - P_{v1})}$$

que fornece:

$$P_{v1} = 0,2830 \text{ kPa}$$

Sabe-se que a 26° C a pressão de vapor saturado será:

$$P_{vS1} = 3,3844 \text{ kPa}$$

assim:

$$\phi_1 = \frac{0,2830}{3,3844} = 0,084$$

Portanto, para não haver condensação de vapor de água na compressão o gás do pipe-line tem que ter umidade relativa menor do que 8,4%.

12.2 Congelamento de vapor de água na válvula de controle

Na seção 11.4a, foi feito o estudo do que ocorre na válvula de controle, que resultou na seguinte relação:

$$h_1 = h_2 \quad (12.1)$$

onde:

h_1 : entalpia do gás antes da válvula

h_2 : entalpia do gás após a válvula

Observa-se que foi considerado desprezível a variação de energia cinética entre as duas seções do fluxo consideradas.

As condições do gás a jusante e a montante da válvula, na condição

mais crítica, ou seja, quando o diferencial de pressão na válvula for máximo, são:

$$h_1 = 445 \text{ KJ/kg}$$

$$T_1 = T_{\text{ambiente}} = 26^\circ \text{ C}$$

$$p_1 = 22.164,68 \text{ kPa}$$

$$p_2 = 199,31 \text{ kPa (pressão nos tanques dos veículos quando se inicia o reabastecimento)}$$

Da equação 12.1 tem-se:

$$h_2 = 445 \text{ KJ/kg}$$

que fornece para $p_2 = 199,31 \text{ kPa}$

$$T_2 = -60^\circ \text{ C}$$

Essa temperatura de -60° C após a válvula de controle é problemática pois, segundo o fabricante de mangueiras flexíveis ⁽⁹⁾, o intervalo ideal de temperatura de trabalho das mangueiras é de -40° F a 200° F , ou, -40° C a $93,3^\circ \text{ C}$.

Existem duas alternativas para a solução desse problema:

- 1ª colocar a válvula de controle distanciada da mangueira flexível de modo que o gás na tubulação que leva da válvula até a entrada da mangueira receba calor suficiente para elevar sua temperatura até -40° C ;
- 2ª modificar o sistema de utilização dos equipamentos, definido no item 5.

A melhor solução é modificar o sistema de funcionamento pois, no item 11 foi concluído que este sistema não é o ideal para o tipo de utilização, assim, esta é mais uma razão para se adotar um outro sistema de funcionar a estação. Além do que, a solução de colocar a válvula distante da mangueira é parcial, a medida que calcular a troca de calor entre o gás e o meio nesse processo é muito difícil, sendo possível a sua verificação só em situações práticas.

(9) Gates Rubber Company - Fabricante de mangueiras flexíveis especiais para altas pressões.

Como foi definido, que será utilizado um novo sistema de funcionamento (descrito no item 13), para o estudo das condições requeridas do gás será utilizada a temperatura de -40°C dada pelo fabricante da mangueira, como a temperatura mínima após a expansão na válvula de controle.

Assim as condições limites após a válvula de controle serão:

$$\text{temperatura: } T_2 = -40^{\circ}\text{ C}$$

$$\text{pressão: } p_2 = 199,31 \text{ kPa (abs)}$$

$$\text{umidade relativa: } \phi_2 \text{ (a determinar)}$$

A pressão de vapor saturado a -40°C é:

$$P_{vS2} = 0,0129 \text{ kPa}$$

Na eminência de haver congelamento de vapor de água, tem-se

$$\phi_2 = 1,0$$

portanto:

$$\phi_2 = \frac{P_{v2}}{P_{vS2}} = 1,0$$

$$P_{v2} = P_{vS2} = 0,0129 \text{ kPa}$$

que resulta na seguinte umidade absoluta

$$W_2 = \frac{M_v P_v}{M_{ch4} P_{ch4}} = \frac{16,04 \times 0,0129}{28,97 \times (199,31 - 0,0129)}$$

$$W_2 = 3,58 \times 10^{-5} \text{ vapor/kg gás}$$

Não havendo congelamento tem-se:

$$W_1 = W_2 = 3,58 \times 10^{-5} \text{ vapor/kg gás}$$

assim:

$$W_1 = \frac{M_v}{M_{ch4}} \cdot \frac{P_{v1}}{P_{ch4}} = \frac{16,04}{28,97} \cdot \frac{P_{v1}}{(131,87 - P_{v1})}$$

que resulta em:

$$P_{v1} = 0,0085 \text{ kPa}$$

Sabe-se da seção anterior que a pressão de vapor saturado nas condições do pipe-line é:

$$P_{vS1} = 3,3844 \text{ kPa}$$

que resulta em:

$$\phi_1 = \frac{0,0085}{3,3844} = 0,0025$$

Portanto, para não haver congelamento de vapor de água na válvula de controle o gás pipe-line tem que ter umidade relativa menor do que 0,25%.

12.3 Conclusão

A situação crítica de análise do teor de umidade do gás do pipe-line é o processo de expansão que resultou numa umidade relativa máxima, para o metano de 0,25%.

Será verificado no próximo capítulo que a temperatura mínima após a expansão dos gases, pode ser controlada, ao adotar-se níveis de pressão conveniente. Portanto, a situação crítica de umidade poderá ser mais tolerante do que foi calculado.

13. Novo método de funcionamento

Conclui-se que o funcionamento da estação, como foi descrito no item 5, não é satisfatório porque é possível se utilizar melhor os tanques de armazenamento. Uma melhor utilização propiciaria um maior rendimento desses equipamentos, como também evitaria uma grande queda de temperatura, que ocorre em certos momentos, na válvula de controle, o que pode danificar equipamentos como a mangueira flexível.

Nesse capítulo será definido o novo método de funcionamento, determinadas as pressões de controle e realizada uma comparação entre o antigo e o novo método.

13.1 Novo Método

O método de funcionamento mais indicado para o tipo de frota em estudo é a utilização dos tanques de armazenamento em cascata, ou seja, o gás é armazenado em diversas pressões, desde uma pressão mínima até uma pressão máxima. O reabastecimento é realizado em etapas definidas pelas pressões intermediárias (ver figura 13.1).

Dividindo-se o armazenamento de gás em três níveis de pressão, o processo de reabastecimento será como se segue:

- . inicialmente, os tanques dos veículos à pressão mínima são enchidos pelos tanques de armazenamento de menor pressão; esse primeiro grupo de tanques para de atuar quando a pressão nos veículos atingir determinado valor (p_1), ou quando a pressão nos tanques de armazenamento cair até esse mesmo valor;
- . assim que o primeiro grupo de tanques para de atuar, entra em ação os tanques de pressão intermediária, fazendo com que a pressão nos tanques dos veículos atinja determinada pressão ($p_2 > p_1$), nesse instante esse novo grupo de tanques para de atuar, deixando também de atuar se a pressão nestes tanques cair até p_2 ;
- . o terceiro grupo de tanques de armazenamento, os tanques de alta pressão, finalizam o reabastecimento, ou seja, continuam o reabastecimento desde a pressão p_2 até a pressão máxima requerida nos tanques dos veículos;

- . para que esse sistema funcione a contento, o compressor sempre estará conectado aos tanques dos veículos ou aos tanques de alta pressão, assegurando desse modo que o reabastecimento seja sempre realizado, mesmo se todos os grupos de tanques de armazenamento estejam à pressão mínima;
- . o enchimento dos tanques de armazenamento pelo compressor segue uma determinada sequência, iniciando-se com os tanques de alta pressão e finalizando-se com os tanques de menor pressão.

Observa-se que o compressor sempre estará funcionando, a menos que as pressões nos vários estágios de armazenamento sejam iguais as máximas e que não haja veículo sendo reabastecido. Nota-se que estando o compressor desligado, este ligará assim que se inicie um reabastecimento, isto tem a finalidade de manter as pressões nos tanques de armazenamento o quanto possível.

Para uma melhor visualização do sistema ver figura 13.1 e o esquema da estação no desenho 2 em anexo.

Verifica-se que com esse sistema as inconveniências do antigo método de funcionamento são eliminadas. A queda máxima de temperatura na válvula pode ser, dessa maneira, limitada e controlada ao adotar-se pressões intermediárias nos tanques de armazenamento convenientes. Desde que existam vários níveis de pressão de armazenamento, parte desses tanques podem ser dimensionados para pressões máximas de trabalho inferiores à de descarga do compressor, sendo portanto mais leves e baratos.

13.2 Níveis de pressão

Para o cálculo das pressões intermediárias e dos volumes dos vários estágios de armazenamento, deve-se ter em mente que cada grupo de tanques de armazenamento será responsável por uma determinada etapa do reabastecimento. Assim, para que não ocorra o fato de um certo estágio de armazenamento estar à sua pressão mínima e outro estágio à sua pressão máxima, a relação entre a massa que cada estágio pode fornecer, quando sua pressão varia da máxima para a mínima, e a massa transferida aos tanques dos veículos em cada etapa

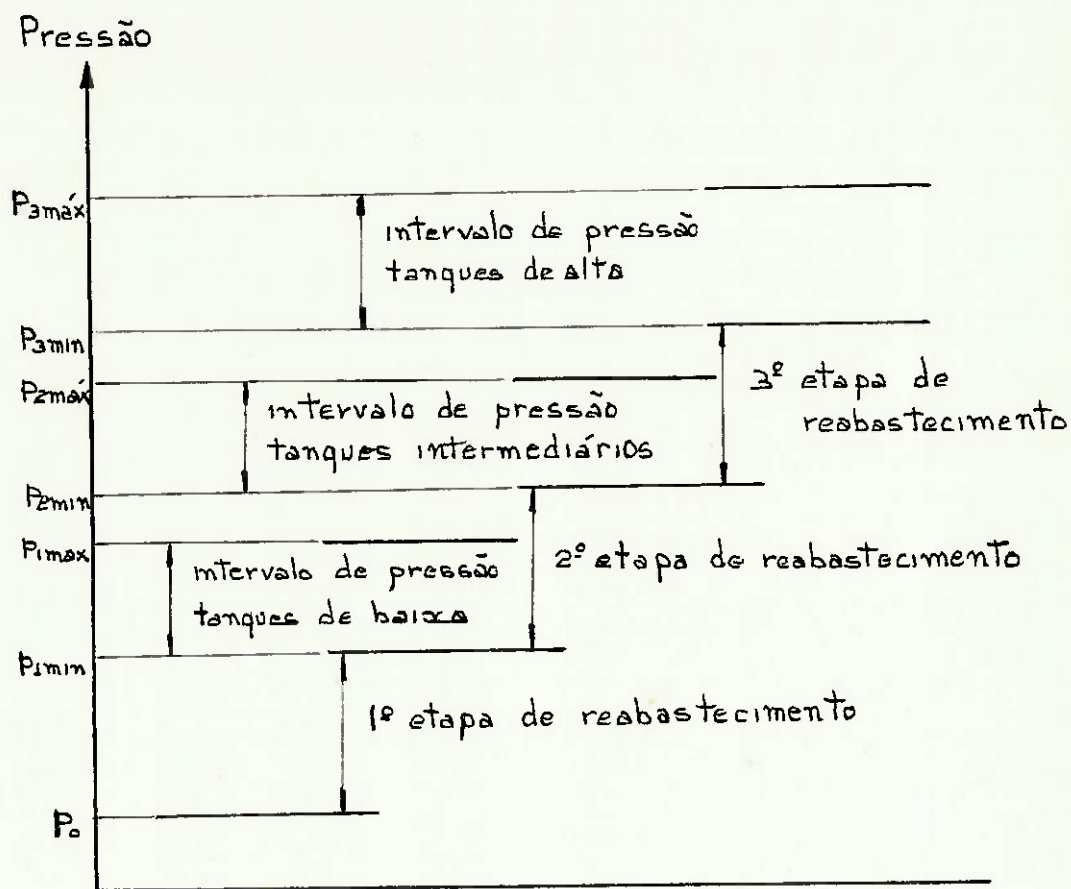


Figura 13.1: Níveis de pressão nos tanques de armazenamento

Legenda para figura 13.1:

Tanques de baixa pressão

pressão mínima: $P_1 \text{ min}$

pressão máxima: $P_1 \text{ máx}$

Tanques de pressão intermediária

pressão mínima: $P_2 \text{ min}$

pressão máxima: $P_2 \text{ máx}$

Tanques de alta pressão

pressão mínima: $P_3 \text{ min}$

pressão máxima: $P_3 \text{ máx}$

Pressão inicial nos tanques dos veículos: P_0

do reabastecimento, deve, dentro de limites, ser constante. Portanto:

$$\frac{\Delta m_1}{m_{v1}} = \frac{\Delta m_2}{m_{v2}} = \frac{\Delta m_3}{m_{v3}} \quad (13.1)$$

onde:

- . Δm é a massa que cada estágio do armazenamento pode fornecer quando sua pressão cai da máxima à mínima definida para o estágio;
- . m_v é a massa transferida para os tanques dos veículos em cada etapa do reabastecimento.

Introduzindo na equação 13.1 os volumes de cada estágio do armazenamento e os volumes específicos do gás nas diversas pressões, tem-se:

$$\frac{V_{a1} (1/v_{1\text{máx}} - 1/v_{1\text{min}})}{V_v (1/v_{1\text{min}} - 1/v_o)} = \frac{V_{a2} (1/v_{2\text{máx}} - 1/v_{2\text{min}})}{V_v (1/v_{2\text{min}} - 1/v_{1\text{min}})} =$$

$$= \frac{V_{a3} (1/v_{3\text{máx}} - 1/v_{3\text{min}})}{V_v (1/v_{3\text{min}} - 1/v_{2\text{min}})} \quad (13.2)$$

onde:

V_{a_i} = volume dos tanques de armazenamento em cada estágio

V_v = volume dos tanques dos veículos

V_o = volume específico a temperatura ambiente e a pressão inicial, nos tanques dos veículos ($1,5 \text{ m}^3/\text{kg}$)

Observa-se que o ideal seria considerar, também, a vazão do compressor pois, o enchimento dos vários estágios de reabastecimento segue determinada sequência (dos tanques de alta pressão para os tanques de baixa pressão), implicando em que os tanques de alta estejam sempre mais cheias que os outros. Mas não é possível considerar esse fato pois, não se pode prever quais serão as pressões nos tanques quando se inicia o processo de enchimento.

Os vários níveis de pressão nos tanques de armazenamento podem ser definidos de modo que a temperatura após a expansão dos gases na

válvula de controle não seja menor do que -20°C , por segurança pois, a mangueira resiste até -40°C (ver item 12.2)

- . p_3 máx será igual a pressão de descarga do compressor: 22.164,68 kPa;
- . p_3 min será igual a pressão máxima requerida nos tanques dos veículos, desse modo é assegurado que sempre se terá a pressão desejada nos tanques dos veículos;
- . p_1 máx será 9000 kPa (abs); resultando no diferencial máximo de pressão na 1ª etapa de reabastecimento de 9000 kPa para 199,3 kPa com temperatura mínima de -20°C ;
- . p_2 máx será escolhido convenientemente como sendo 17.000 kPa (abs);
- . p_1 min será 4000 kPa (abs) pois na 2ª etapa de reabastecimento o diferencial máximo de pressão 17.000 a 4000 kPa resultará na temperatura mínima de -20°C ;
- . p_2 min será adotado convenientemente como sendo 9000 kPa (abs).

Tabela 13.1: Estágios de pressão e etapas de reabastecimento

Estágio	Pressão máxima	Pressão mínima	Etapas de reabastecimento	
			pressão inicial	pressão final
1º	9.000,0	4.000,0	199,31	4.000,0
2º	17.000,0	9.000,0	4.000,0	9.000,0
3º	22.164,68	17.337,45	9.000,0	17.337,45

Observação: as pressões na tabela acima estão em kPa (abs)

Para essas pressões, os volumes específicos à temperatura ambiente são:

- . $v_3 \text{ máx} = 0,0061 \text{ m}^3/\text{kg}$
- . $v_3 \text{ min} = 0,0075 \text{ m}^3/\text{kg}$
- . $v_2 \text{ máx} = 0,0076 \text{ m}^3/\text{kg}$
- . $v_2 \text{ min} = 0,0150 \text{ m}^3/\text{kg}$
- . $v_1 \text{ máx} = 0,0150 \text{ m}^3/\text{kg}$
- . $v_1 \text{ min} = 0,0365 \text{ m}^3/\text{kg}$
- . $v_0 = 0,78 \text{ m}^3/\text{kg}$

Substituindo os valores acima na equação 13.2, obtém-se:

$$Va_1 \cdot 1,50 = Va_2 \cdot 1,65 = Va_3 \cdot 0,46$$

que resulta em:

$$Va_1 = 0,31 Va_3$$

$$Va_2 = 0,28 Va_3$$

Para o mesmo volume total de armazenamento definido na síntese de soluções (item 3), $Va = 2,0 \text{ m}^3$, ter-se-á:

$$\text{Volume do 1º estágio de armazenamento: } Va_1 = 0,39 \text{ m}^3$$

$$\text{Volume do 2º estágio de armazenamento: } Va_2 = 0,35 \text{ m}^3$$

$$\text{Volume do 3º estágio de armazenamento: } Va_3 = 1,26 \text{ m}^3$$

Nota-se que a relação entre os volumes de cada estágio além de satisfazer a equação 13.1, deve ser o melhor compromisso entre os seguintes fatores. que agem em sentidos opostos:

- . quanto maior o volume dos tanques de alta pressão, maior será a massa de gás armazenada, possibilitando desse modo reabastecer um grande número de veículos, mas o custo de armazenamento será alto.

- . quanto maior o volume dos tanques de baixa pressão, menor o custo dos tanques, mas será menor o número de veículos que podem ser reabastecidos com os reservatórios.

Desse modo, para se obter a melhor relação entre os volumes dos vários estágio de armazenamento, deve ser feita uma otimização com base nos preços dos tanques, no tipo de utilização da estação e ainda, nas pressões intermediárias.

13.3 Comparação entre novo e antigo método de funcionamento

Pelo antigo sistema, os tanques de armazenamento tinham a capacidade de fornecer $90,0 \text{ Nm}^3$ quando a pressão no seu interior variava da máxima ($22.164,68 \text{ kPa}$) para a mínima ($17.337,45 \text{ kPa}$).

Pelo novo sistema, os vários estágios de armazenamento tem juntos a possibilidade de fornecer, quando a pressão em cada estágio variar da máxima à mínima, a quantidade de gás calculada pela tabela 13.2 abaixo.

Tabela 13.2: Quantidade de gás disponível em cada estágio de armazenamento

Estágios	Volume específico à pressão máxima	Volume específico à pressão mínima	Volume do estágio	Quantidade disponível de gás
3º	0,0061	0,0075	1,26	57,8
2º	0,0076	0,0150	0,35	34,1
1º	0,0150	0,0365	0,39	23,0
			Total	114,9

As unidades usadas na tabela acima são:

Volume específico: m^3/kg

Volume dos estágios: m^3

Quantidade de gás: Nm^3

A quantidade disponível de gás é calculada do seguinte modo:

$$Q = V_{ai} \cdot v_o \left(\frac{1}{V_{m\acute{a}x}} - \frac{1}{V_{m\acute{i}n}} \right)$$

onde:

Q = quantidade disponível de gás

V_{ai} = volume do estágio

V_o = colume específico à CNTP = $1,5 \text{ m}^3/\text{kg}$

Verifica-se que a quantidade disponível de gás no sistema novo é maior do que no método antigo. É possível reabastecer 6 veículos com os tanques de armazenamento, segundo o método novo e somente 5 veículos, segundo o sistema antigo. Portanto, com o novo sistema há uma melhoria do rendimento dos reservatórios.

Outra vantagem oferecida por esse sistema é que parte dos tanques de armazenamento será dimensionada para pressões de trabalho menores, assim, o preço total desses tanques será inferior ao preço dos reservatórios segundo o antigo sistema, acarretando, desse modo, uma melhor relação custo-desempenho.

Nota-se que os níveis de pressão nos vários estágios de armazenamento podem ser escolhidos da maneira mais conveniente, dependendo do custo e desempenho desejados.

Outro benefício proporcionado pelo novo método é limitar a temperatura mínima após a expansão dos gases na válvula de controle, ao adotar-se convenientemente os vários níveis de pressão.

Em resumo, a grande vantagem proporcionada por esse novo sistema é uma grande mobilidade na definição dos parâmetros, como pressões e volumes, permitindo, desse modo, obter a relação ótima entre custo e desempenho dos equipamentos.

14. Tubulação e verificação das perdas de carga

14.1 Tubulação

a) Tubulação que leva do compressor até os tanques de armazenamento:

. diâmetro nominal: $d = 3/4$ in

. tubo de aço: Sh 80

. diâmetro interno: $d_i = 0,742$ in

. vazão do compressor: $\dot{m} = 67,53$ kg/h = $1,88 \times 10^{-2}$ kg/s

. área transversal de fluxo: $A = 2,79 \times 10^{-4}$ m²

Velocidade do gás no trecho após a saída do compressor até o resfriador:

Volume específico: $v = 0,0078$ m³/kg

Velocidade:

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho A} = \frac{1,88 \times 10^{-2}}{1/0,0078 \times 2,79 \times 10^{-4}}$$

$$V = 0,52 \text{ m/s}$$

Velocidade do gás no trecho compreendido entre o resfriador e os tanques de armazenamento:

Volume específico: $v = 0,0062$ m³/kg

Velocidade:

$$V = \frac{1,88 \times 10^{-2}}{1/0,0062 \times 2,79 \times 10^{-4}} = 0,42 \text{ m/s}$$

b) Tubulação que leva dos tanques de armazenamento até os veículos:

. diâmetro nominal: $d = 1$ in

. tubo de aço: Sh 80

. diâmetro interno: $d_i = 0,957$ in

. área transversal de fluxo: $A = 4,64 \times 10^{-4}$ m²

Velocidade dos gases, com reabastecimento feito só com o compressor:

Volume específico: $v = 0,0062 \text{ m}^3/\text{kg}$

Velocidade:

$$V = \frac{1,88 \times 10^{-2}}{1/0,0062 \times 4,64 \times 10^{-4}} = 0,25 \text{ m/s}$$

Velocidade média dos gases com reabastecimento feito pelos reservatórios:

Vazão média: $Q_o = 0,00089 \text{ m}^3/\text{s}$

Velocidade:

$$v = \frac{Q_o}{A} = \frac{0,00089}{4,64 \times 10^{-4}}$$

$$v = 1,9 \text{ m/s}$$

Pode-se observar que as velocidades são relativamente baixas, sendo portanto, realmente, desprezíveis nos processos estudados, como foi assumido pelas hipóteses.

Nota-se que este item não tem a finalidade de determinar os diâmetros de todas as tubulações existentes e sim definir sua ordem de grandeza e verificar as hipóteses de velocidades desprezíveis.

14.2 Verificação das perdas de carga

O principal processo que ocorre durante o funcionamento da estação é simplesmente a transferência de gás dos tanques de armazenamento para os tanques dos veículos, sem custo de energia externa; sendo assim, não há preocupação com a perda de carga para esse processo.

Os processos que envolvem utilização de energia externa são os enchimentos dos tanques de armazenamento e dos veículos feitos diretamente pelo compressor. Mas o caso do reabastecimento de veículos com o compressor, não há grande preocupação com perda de carga pois, é um processo que ocorrerá poucas vezes e que deve ser evitado porque envolverá grandes perdas devido à válvula de controle de vazão. No caso do enchimento dos tanques de armazenamento, a perda de carga deve ser verificada pois, é um processo que ocorre durante quase todo o funcionamento da estação.

Perda de carga entre a saída do compressor e os tanques de armazenamento:

Rugosidade do tubo de aço:

$$E = 0,00015 \text{ ft}$$

Rugosidade relativa:

$$\frac{E}{D} = \frac{0,00015 \times 12}{0,742} = 0,0024$$

a) Trecho entre a descarga do compressor e o trocador de calor:

Temperatura do gás: 80° C

Pressão: 22.164,68 kPa

Volume específico: $v = 0,0078 \text{ m}^3/\text{kg}$

Viscosidade: $u = 0,0189 \times 10^{-3} \text{ Pa/s}$

Número de Reynolds

$$Re = \frac{\rho v D}{u} = \frac{1/0,0078 \times 0,52 \times 0,742 \times 2,54/100}{0,0189 \times 10^{-3}}$$

$$Re = 6,65 \times 10^4$$

Do diagrama de Moody com $Re = 6,65 \times 10^4$ e $E/D = 0,0024$, obtém-se o coeficiente de perda de carga:

$$f = 0,027$$

Comprimento da tubulação (estimativa):

$$L = 2 \text{ m}$$

Restrições (ver esquema da instalação no desenho 2 em anexo)

<u>1 restrição no trecho</u>	<u>comprimento equivalente</u>
1 válvula de retenção	7,16 m
1 válvula globo (registro)	4,91 m

Comprimento total

$$L_T = L_{eq} + L = 2 + 7,16 + 4,91 ; L_T = 14,07 \text{ m}$$

b) Trecho entre o trocador de calor e os tanques de armazenamento (armazenamento de alta pressão):

Temperatura do gás: 30° C

Pressão: 22.164,68 kPa

Volume específico: $v = 0,0062 \text{ m}^3/\text{kg}$

Viscosidade: $u = 0,00227 \times 10^3 \text{ Pa/s}$

Número de Reynolds

$$Re = \frac{\rho v D}{u} = \frac{1/0,0062 \times 0,42 \times 0,742 \times 2,54/100}{0,0227 \times 10^{-3}}$$

$$Re = 5,62 \times 10^4$$

Do diagrama de Moody, obtém-se

$$f = 0,028$$

Comprimento da tubulação (estimativa):

$$L = 4 \text{ m}$$

Restrições no trecho (ver esquema da instalação no desenho 2 em anexo)

<u>restrição</u>	<u>comprimento equivalente</u>
1 válvula de retenção	7,16 m
1 válvula globo	4,91 m
3 curvas 90°	3 x 0,36 m
1 válvula de 3 vias	1,86 m

Comprimento total

$$L_T = 19,0 \text{ m}$$

c) Perda de carga

$$P = \Delta P_a + \Delta P_b + \Delta P_{\text{trocador}}$$

$$P = f_a \frac{L_a}{D} \frac{v_a^2}{2g} \rho_a + f_b \frac{L_b}{D} \frac{v_b^2}{2g} \rho_b + 0,26$$

$$p = 3,6 \times 10^{-4} + 4,2 \times 10^{-4} + 0,29$$

$$p = 0,291 \text{ kg/cm}^2 = 28,5 \text{ kPa}$$

Pode-se observar que essa perda de carga é praticamente desprezível.

15. Sistema biogás

Foi mencionado na introdução que o biogás tem possibilidade de ser produzido em grande escala a partir de biodigestores e de aterros sanitários. O principal problema do biogás é a sua composição, 50 - 70% metano, 50 - 30% de CO_2 e traços de gases sulfurosos, podendo assim, in natura, somente ser usado para uso doméstico, geradores de vapor, máquinas estacionárias ou geração de energia elétrica, embora a remoção dos gases sulfurosos seja aconselhável para evitar problemas de corrosão. Mas para veículos o biogás contém uma grande porção de CO_2 que o torna inadequado. Sendo o CO_2 não combustível, ele toma espaço nos tanques dos veículos reduzindo a autonomia do veículo com o gás. Também se o biogás for usado alternadamente com gasolina em um veículo convencional, ele não produzirá potência suficiente, a menos que a porcentagem de CO_2 seja reduzida a menos de 5% em volume. O CO_2 no biogás comprimido pode também causar problemas como congelamento em válvulas ou em outros pontos onde ocorram expansão. Assim, um processo de lavagem que permita remover grande parte de CO_2 do biogás é um componente essencial para qualquer instalação de biogás destinada a produção de combustível para veículos.

Deve ser mencionado que o custo desse processo de lavagem deve ser baixo relativamente ao custo da estação de compressão pois, só assim o biogás se torna competitivo, principalmente se for produzido em biodigestores a nível de fazenda. Está em anexo um resumo do artigo "Energy Biogas Scrubbing" da revista Farm Production & Practice (Nova Zelândia) que explica detalhadamente um processo ideal de lavagem do biogás por ser muito simples e também de baixo custo.

Nesse capítulo serão estudadas as características básicas de uma instalação de reabastecimento de veículos com biogás tratado e proveniente de biodigestor. Inicialmente serão definidos os parâmetros de análise, tais como, frota e pressões de trabalho, para depois ser determinada a estação e como deve ser utilizada.

15.1 Parâmetros de análise

a) Biogás

Como já foi dito a composição do biogás é em média a seguinte:

Metano (CH_4)	-	60% em volume
Gás carbônico (CO_2)	-	40% em volume
Ar e gás sulfídrico	-	traços

Características do biogás de biodigestor:

Pressão = $0,01 \text{ kg/cm}^2$

umidade = 100%

temperatura = 38°C

Poder calorífico:

1 Nm^3 de biogás (in natura) corresponde a 0,613 l de gasolina

$0,7174 \text{ Nm}^3$ de biogás tratado corresponde a 1 litro de gasolina

b) Condições de trabalho

Pressão sucção compressor = $0,01 \text{ kg/cm}^2 = 0,98 \text{ kPa}$

Temperatura de sucção = T ambiente (o gás saindo do biodigestor fica acumulado em uma espécie de colchão)

Pressão de descarga do compressor: 3000 psig = 20.784,65 kPa (abs)

Temperatura dos gases de descarga do compressor: 80°C

Pressão nos tanques de armazenamento: 3000 psig = 20.784,65 kPa (abs)

Pressão nos tanques dos veículos: 2500 psig = 17.337,45 kPa (abs)

c) Frota de veículos

Será considerado para o estudo uma cooperativa agrícola com uma frota de 5 caminhões médios e 3 carros.

. Caminhão: 2 tanques de 54 litros cada, corresponde a $21,6 \text{ Nm}^3$ de metano, equivalente a 30 litros de gasolina. Autonomia média de 200 km.

. Carro: 2 tanques de 45 litros cada, correspondente a 18 Nm^3 de metano, equivalente a 25 litros de gasolina. Autonomia: 250 km.

. Consumo de metano (biogás tratado)

Caminhão: em média 1 reabastecimento por dia

Carro: em média 1 reabastecimento a cada 3 dias

Consumo: 126 Nm^3 (metano)/dia

. Consumo de biogás

Consumo de biogás = consumo (ch_4)/fração molar (ch_4)

Valor médio da fração molar do ch_4 = 0,6

Consumo de biogás = 210 Nm^3 /dia

Tabela 15.1: Resumo dos parâmetros de análise do sistema a biogás

Pressão de sucção	0,98 kPa ef
Pressão de descarga	20.784,65 kPa (abs)
Pressão nos tanques dos veículos	17.337,45 kPa (abs)
Veículos da frota	3 caminhões e 2 carros
Tanques de gás dos caminhões	2 x 54 litros = $21,6 \text{ Nm}^3$
Tanques de gás dos carros	2 x 45 litros = 18 Nm^3
Consumo de metano	126 Nm^3 /dia
Consumo de biogás	210 Nm^3 /dia

15.2 Estação de reabastecimento

Nesse caso não há preocupação em relação ao tempo de reabastecimento e sim no custo da instalação. Em vista desse fato e sendo que os caminhões se reabastecem, em média, uma única vez por dia, será adotada a seguinte solução:

a) Compressor

Todos os caminhões serão reabastecidos à noite durante 8 horas. Assim a capacidade do compressor será o total consumido pelos 5 caminhões dividido pelo tempo de reabastecimento.

$$Q_{cp} = \frac{5 \times \text{capacidade do caminhão}}{8 \text{ horas}} = \frac{5 \times 21,6}{8}$$

$$Q_{cp} = 13,5 \text{ Nm}^3/\text{h}$$

b) Armazenamento

O reabastecimento dos carros poderá ser feito em qualquer hora do dia, para que o tempo desse abastecimento não seja demasiadamente grande e também para alguma eventualidade (reabastecimento de algum caminhão durante o dia), será adotado um pequeno volume de armazenamento.

Neste caso não será adotado o armazenamento em vários níveis de pressão, que para a frota de táxis provou ser o melhor. Isto porque esse volume de armazenamento será pequeno, não sendo racional dividi-lo em estágios pois, o custo dos equipamentos de controle seria, talvez, maior que os próprios tanques. O inconveniente da baixa temperatura após a expansão na válvula de controle, será contornado pela localização desta válvula junto à saída dos tanques de armazenamento, portanto, longe dos veículos e longe das mangueiras flexíveis.

Considerando o tempo de reabastecimento dos carros, durante o dia, de 30 minutos, tem-se:

$$C = \Delta Q_a + \Delta T \cdot Q_{cp} \quad (15.1)$$

onde:

$$C = \text{capacidade dos tanques dos carros} = 18 \text{ Nm}^3$$

$$\Delta T = \text{tempo de reabastecimento}$$

$$Q_a = \text{gás disponível nos tanques de armazenamento quando a pressão no seu interior variar da máxima para a mínima}$$

Cálculo de ΔQ_a :

$$Q_a \text{ máx} = \frac{V_a}{v_1}$$

onde: V_a = volume dos tanques de armazenamento

$$Q_a \text{ mín} = \frac{V_a}{v_2}$$

$$\frac{Q_a \text{ min}}{Q_a \text{ máx}} = \frac{v_1}{v_2}$$

assim:

$$Q_a \text{ min} = Q_a \text{ máx} \cdot \frac{v_1}{v_2}$$

portanto:

$$Q_a = Q_a \text{ máx} - Q_a \text{ min} = Q_a \text{ máx} \left(1 - \frac{v_2}{v_1}\right)$$

(15.2)

- . pressão máxima nos reservatórios : $p \text{ máx} = 20.784,65 \text{ kPa (abs)}$
- . pressão mínima nos reservatórios : $p \text{ min} = 17.337,45 \text{ kPa (abs)}$
- . a temperatura ambiente, para as pressões acima, tem-se:

$$v_{\text{máx}} = 0,0064 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$v_{\text{min}} = 0,0075 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Substituindo-se a equação 15.2 e os valores das grandezas na equação 15.1, tem-se

$$18 \text{ Nm}^3 = Q_a \text{ máx} \left(1 - \frac{0,0064}{0,0075}\right) + 0,5 \times 13,5 \text{ Nm}^3/\text{h}$$

que resulta em:

$$Q_a \text{ máx} = 75 \text{ Nm}^3$$

Assim o volume dos reservatórios será:

$$v_a = Q_a \text{ máx} \cdot \frac{v_1}{v_0} = 75 \times \frac{0,0064}{1,5}$$

$$v_a = 320 \text{ litros}$$

Nota-se que 30 minutos será o tempo de reabastecimento de um carro durante o dia utilizando os tanques de armazenamento. Para um caminhão, nas mesmas condições, o tempo será 46 minutos.

Observa-se que o tempo de reabastecimento quando se usa os reservatórios, poderia ser diminuído, se a pressão mínima fosse definida como sendo a pressão de equilíbrio entre os tanques de armazenamento e os tanques dos veículos quando simplesmente conectados.

c) Tempo de funcionamento do compressor

O tempo médio de funcionamento do compressor por dia será as 8 horas noturnas, somadas ao tempo de um reabastecimento por dia e ao tempo de enchimento dos reservatórios inicialmente à pressão mínima. até a pressão máxima.

$$t = 8 \text{ h} + 0,5 \text{ h} + \frac{Q_a}{Q_{cp}}$$

onde:

$$\Delta Q_a = 75 \left(1 - \frac{0,0064}{0,0075} \right) = 11,25 \text{ Nm}^3$$

$$t = 9,5 \text{ horas}$$

Observa-se que esse tempo foi calculado para um único reabastecimento diurno. Para mais de um abastecimento diurno esse tempo irá aumentar por volta de 1,5 hora para cada reabastecimento.

15.3 Verificação dos processos

Os processos que ocorrem neste tipo de instalação são os mesmos já estudados anteriormente para a estação de gás natural. Assim, para este sistema, será estudado sómente o processo de reabastecimento noturno de caminhões, com a finalidade de verificar se é necessário o uso do trocador de calor na saída dos gases do compressor, ou, se o calor perdido por convecção pela superfície dos tanques é suficiente. Os outros processos não serão estudados pois, seria uma repetição que nada acrescentaria ao trabalho.

Reabastecimento noturno:

a) Calor que deve ser perdido durante o processo:

O estudo do fenômeno de enchimento de tanques foi estudado no item 7, resultando na seguinte equação:

$$\dot{Q} + \dot{m}_{cp} h_e = \dot{m}_{cp} (h_2 - p_2 \times v_2) \quad (15.3)$$

onde:

\dot{Q} = calor trocado durante o processo

\dot{m}_{cp} = vazão em massa do compressor = $13,5 \text{ Nm}^3/\text{h} = 8,7 \text{ kg/h}$

h_e = entalpia dos gases provenientes do compressor que entram nos tanques dos caminhões = 620 KJ/kg

Estado 2, final

temperatura: $T_2 = 28^\circ \text{ C}$ (temperatura ambiente)

pressão: $p_2 = 17.337,45 \text{ kPa}$ (abs)

entalpia: $h_2 = 470 \text{ KJ/kg}$

volume específico: $v_2 = 0,0075 \text{ m}^3/\text{kg}$

Substituindo os valores acima na equação 15.3, tem-se

$$\dot{Q} = 8,67 (470,0 - 17.337,45 \times 0,0075 - 625,0)$$

que resulta:

$$\dot{Q} = -2.471,2 \text{ KJ/h} = -590,4 \text{ kcal/h}$$

b) Calor possível de ser perdido por convecção natural pela superfície dos tanques:

Do item 8.3, tem-se que o calor trocado pela superfície dos tanques e o ambiente, quando o reabastecimento é realizado pelo compressor é:

$$\dot{Q} = 378,2 \text{ kcal/h}$$

Mas no item 8.3, os veículos em questão possuíam 2 tanques de 45 litros com superfície externa de $1,03 \text{ m}^2$ cada, enquanto que os caminhões possuem 2 tanques de 54 litros, implicando, dessa forma, em uma maior área de troca de calor com consequente maior volume de calor trocado.

A geometria dos tanques, segundo fórmulas desenvolvidas no Capítulo 8.1, será:

- . raio interno: $4,25 \text{ in} = 10,795 \text{ cm}$
- . espessura das paredes: $1 \text{ in} = 2,54 \text{ cm}$
- . altura dos tanques:

$$L = \frac{V}{\pi R^2} = \frac{0,054}{\pi \left(\frac{10,795}{100} \right)^2}$$

$$L = 1,475 \text{ m}$$

- . superfície externa

$$S = 2\pi(R + t)L = 2\pi(10,795 + 2,54)\frac{1,475}{100}$$

$$S = 1,236 \text{ m}^2$$

Assim o calor despreendido pela superfície desses tanques será:

$$\dot{Q} = \frac{S_{\text{caminhão}}}{S_{\text{carro}}} \cdot 378,2 = \frac{1,236}{1,03} \times 378,2$$

$$\dot{Q} = 453,8 \text{ kcal/h}$$

Comparando o calor que deve ser perdido durante o processo ($\dot{Q} = 590,4 \text{ kcal/h}$), (para que sejam obtidas as condições de temperatura e massa de gás desejada nos tanques) com o calor despreendido pela superfície dos tanques ($\dot{Q} = 453,8 \text{ kcal/h}$), observa-se que o calor perdido por convecção representa cerca de 77% do calor total. Assim, deve ser verificado se esse valor é satisfatório, ou é necessário uma sobrepressão nos tanques.

c) Condições finais

Da equação 15.3 com $\dot{Q} = 453,8 \text{ kcal/h}$, tem-se:

$$h_2 - 17.337,45 v_2 = 405,9 \text{ KJ/kg}$$

que por reiteração fornece:

$$T_2 = 55^\circ \text{ C}$$

$$v_2 = 0,0089 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$h_2 = 460,2 \text{ KJ/kg}$$

Resultando na seguinte quantidade de gás nos tanques:

$$C = \frac{2 \times 54 \times 10^{-3}}{0,0089} \times 1,5 = 18,2 \text{ Nm}^3$$

que não é suficiente.

d) Condições finais com sobrepressão de 10%

Com sobrepressão de 10% a pressão p_2 será igual a 19.000 kPa (abs), que substituindo na equação 15.3 fornece:

$$h_2 - 19.000 v_2 = 405,9 \text{ KJ/kg}$$

que por reiteração resulta:

$$T_2 = 57^\circ \text{ C}$$

$$v_2 = 0,0079 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$h_2 = 556 \text{ KJ/kg}$$

A quantidade de gás nos tanques será:

$$C = 20,5 \text{ Nm}^3$$

Essa quantidade de gás representa 95% da quantidade desejada (21,6 Nm³), portanto, essa sobrepressão conduz a resultados satisfatórios.

Dessa maneira conclui-se que não é necessário o uso do trocador de calor, o que é um bom aspecto pois, esse resfriador tem um custo relativamente alto.

16. Conclusões e comentários

Verifica-se que o projeto de uma estação de reabastecimento de veículos com gás deve levar em consideração o tipo de utilização requerida. Foram estudados dois tipos de utilização (reabastecimento noturno sem preocupação com tempo de abastecimento e diurno de uma frota de táxi onde o tempo de reabastecimento é significativo) e chegou-se a resultados totalmente diferentes. Por esta razão este trabalho é útil como uma indicação dos parâmetros que o projetista deve considerar.

Observa-se que os processos estudados ocorrerão em qualquer estação de abastecimento com gás, assim, o método seguido no estudo desses fenômenos sempre será o mesmo (podendo dessa forma ser utilizado como um guia de estudo), as conclusões é que serão diferentes dependendo do tipo de utilização.

Em relação aos fenômenos estudados o ideal seria a realização de experiências, para com dados experimentais, verificar e comprovar a teoria desenvolvida no trabalho, onde foram adotadas algumas hipóteses simplificadoras, como vazão de gás pela válvula, que necessitam ser verificadas.

As conclusões básicas nos diferentes casos estão a seguir.

a) Frota de veículos com reabastecimento diário e relativa preocupação com tempo de abastecimento:

- . necessário trocador de calor na saída dos gases do compressor;
- . o método indicado para o armazenamento de gás é em estágios, sendo que o reabastecimento é feito em cascata;
- . para alcançar menores custos da instalação, um menor volume de armazenamento de gás é indicado;
- . com essa solução é impossível ter-se tempo de reabastecimento constante.

b) Utilização com grande preocupação com o tempo de abastecimento e com o número de veículos reabastecidos por hora, como por exemplo, carros de passeio:

- . a solução 2b do item 3 é a ideal pois, o tempo de abastecimento

e o número máximo de veículos reabastecidos por hora são quase que constantes;

- . será necessário o resfriamento dos gases após o compressor de um estágio e antes de sua entrada nos tanques dos veículos.

c) Reabastecimento noturno ou sem nenhuma preocupação com o tempo:

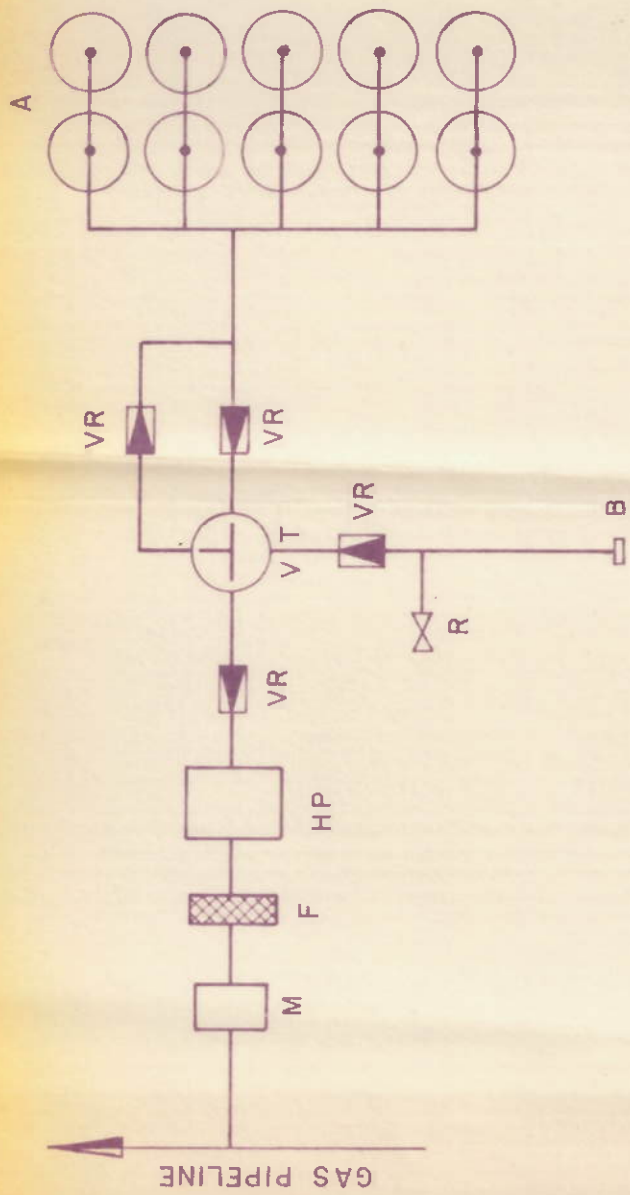
- . não é necessário armazenamento de gás;
- . não é estritamente necessário o resfriamento dos gases, basta escolher adequadamente a vazão do compressor e o tempo de abastecimento.

d) Conclusões gerais:

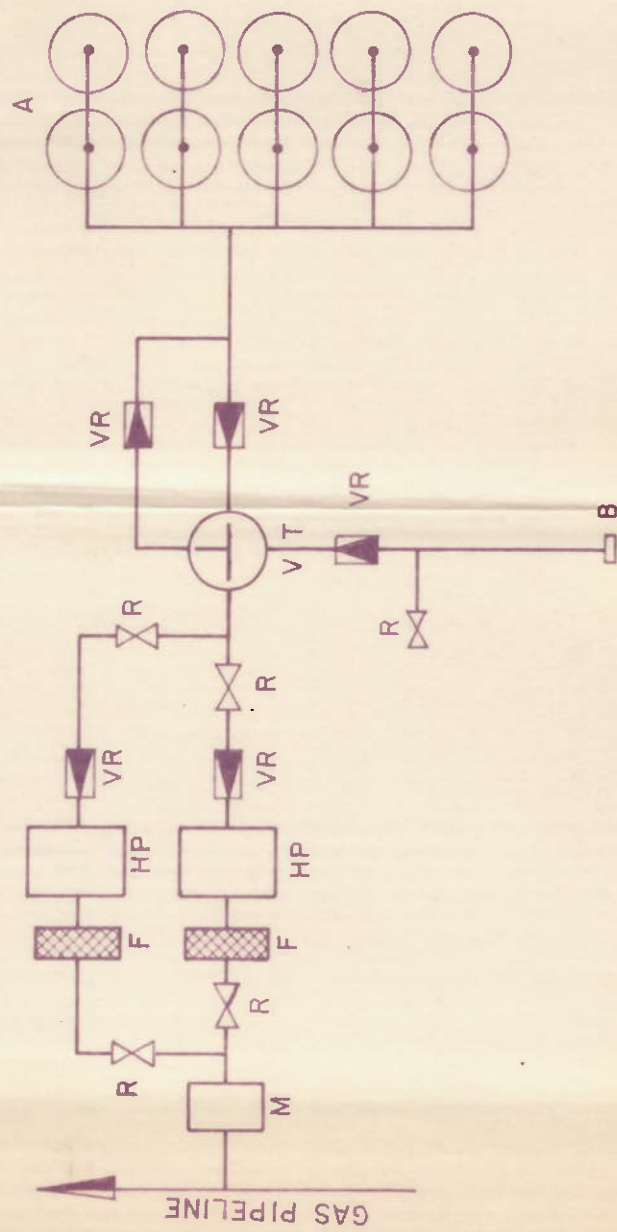
- . processo de compressão em estágios com resfriamento intermediário; para grandes instalações este resfriamento deve ser a água, para pequenas instalações pode ser a ar;
- . na utilização de biogás como combustível para veículos, este deve ser tratado para remoção de gases sulfídicos e dióxido de carbono;
- . verificação da localização da válvula de controle de vazão pois, em certos casos pode causar problemas de baixa temperatura a materiais não resistentes a este fato.

Anexo 1

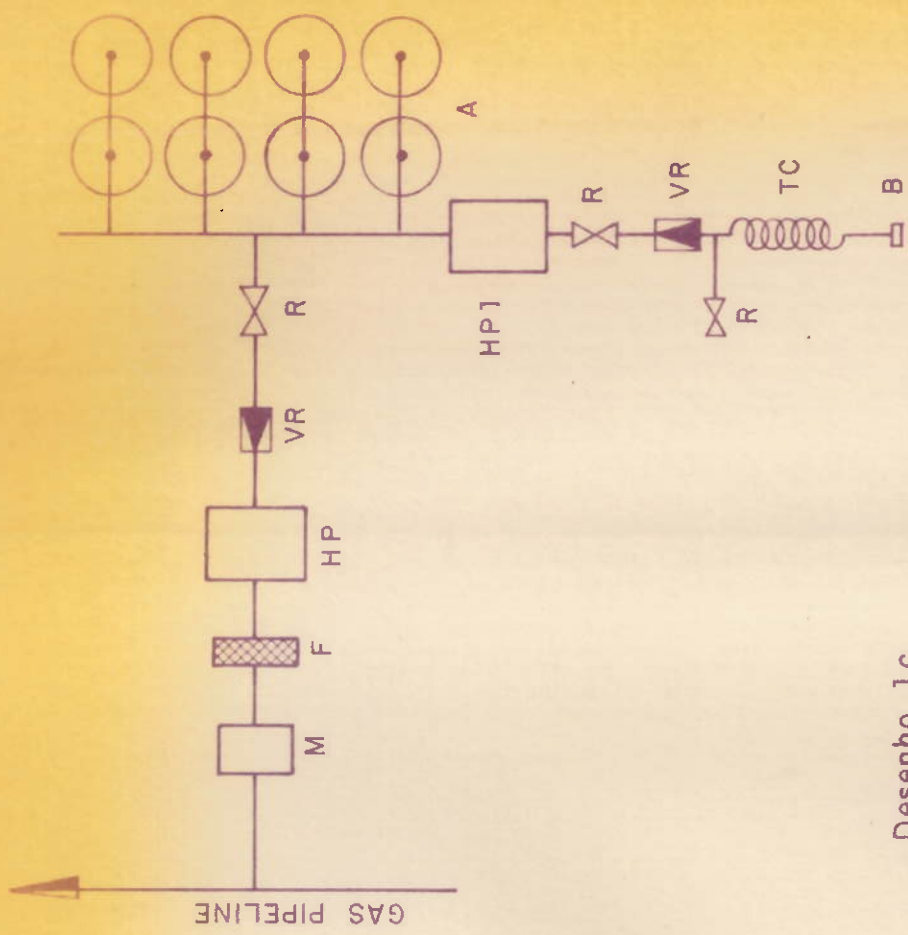
Desenhos



Desenho 1a



Desenho 1b



Desenho 1c

LEGENDA

M =	MEDIDOR DE GÁS
F =	FILTRO
HP =	COMPRESSOR DE MÚLTIPLOS ESTÁGIOS
HP1 =	COMPRESSOR DE 1 ESTÁGIO
VR =	VÁLVULA DE RETENÇÃO
VT =	VÁLVULA DE TRÊS VIAS
A =	ARMAZENAMENTO
R =	REGISTRO
TC =	TROCADOR DE CALOR
B =	BOCAL

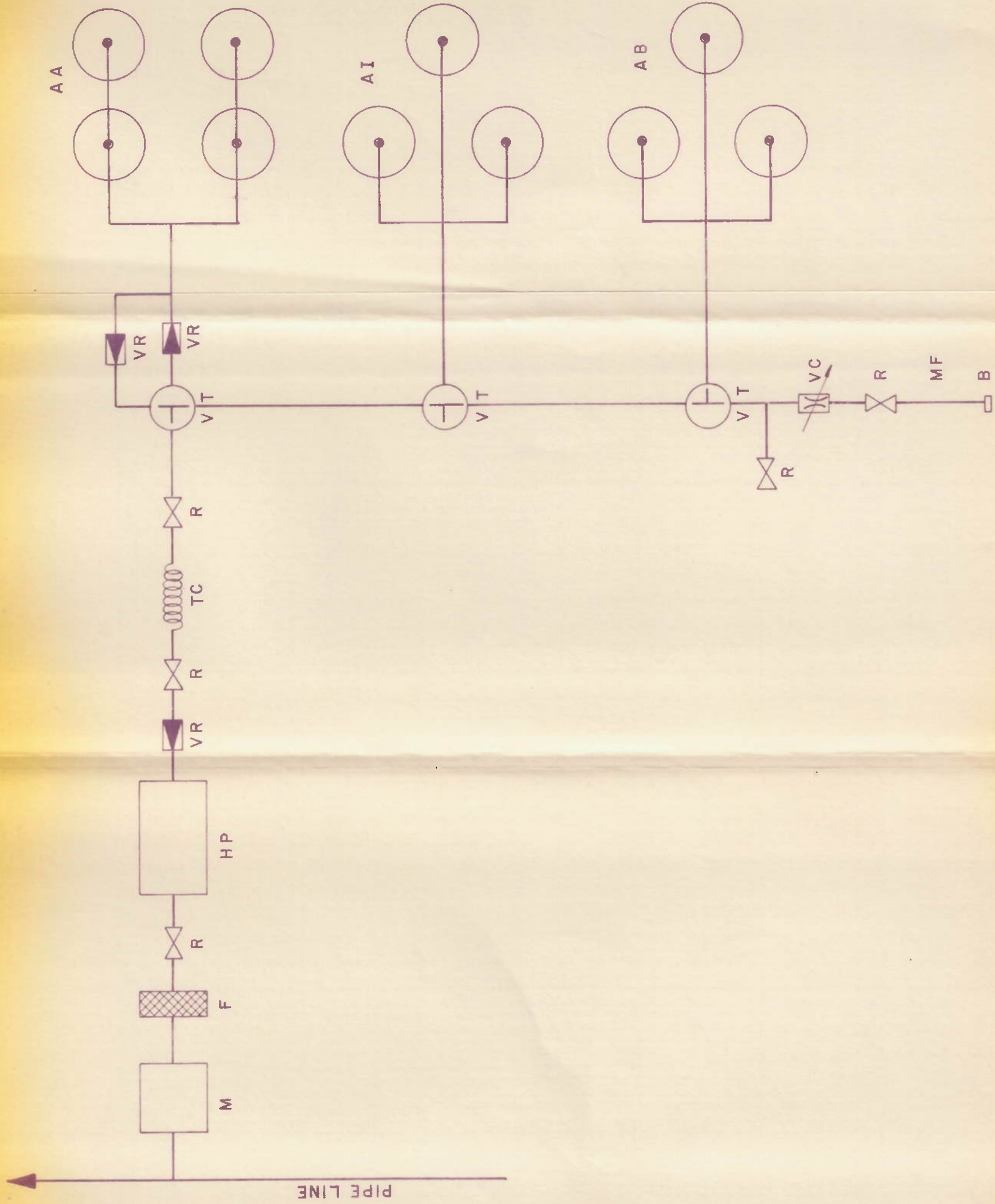
DESENHO 1: Esquema das Soluções

EPUSP

Projeto Mecânico

1982

ESQUEMA DA INSTALAÇÃO FASE DE REABASTECIMENTO COM CILINDROS DE BAIXA PRESSÃO



- LEGENDA
- M = MEDIDOR
 - F = FILTRO
 - R = REGISTRO
 - HP = COMPRESSOR DE 4 ESTÁGIOS
 - VR = VALVULA DE RETENÇÃO
 - TC = TROCADOR DE CALOR
 - VT = VALVULA DE TRES VIAS
 - VC = VALVULA DE CONTROLE DE VASÃO
 - AA = ARMazenamento DE ALTA PRESSÃO
 - AI = ARMazenamento DE PRESSÃO INTERMEDIARIA
 - AB = ARMazenamento DE BAIXA PRESSÃO
 - B = BOCAL
 - MF = MANGUEIRA FLEXIVEL

DESENHO 2	ESQUEMA DE INSTALAÇÃO COM 3 ESTÁGIOS DE ARMAZENAMENTO	PROJETO MECÂNICO	1982
EPUSP			

Anexo 2

Listagem do programa de computador e exemplos de
resultados do processo de reabastecimento

Anexo 3

Resumo do artigo "Energy. Biogas Scrubbing", da
revista Farm Production & Practice (Nova Zelândia)

OBJECT / PROGRAM ON DISK

START OF SEGMENT 002
FORMAT SEGMENT IS 0009 LONG

```

REAL K,R,CP,UJ,DELT,Q,VA,VC,VCC,PA1,PC1,IA1,IC1,MCPD,MCP,PCMAX,PAM
*AX,J,C,MA1,MC1,IA,IC,PA,PC,MA,MC,I,IE,N,CP,IS,AUX,M,ND,X,Z,Y,PAC,P
*MIN

```

```

READ (5,1000) K,R,CP,J,UJ,MCPD,Q,VA,VCC,DELT,IS,PAC

```

```

READ (5,1500) PAMIN,PC1,IA1,IC1,PAMAX,PCMAX,CP
WRITE (6,2000) K,R,CP,J,UJ,MCPD,Q,VA,VCC

```

```

WRITE (6,2500) PAMIN,PC1,IA1,IC1,IS,PAMAX,PCMAX,DELT,CP,PAC

```

```

C=(J*CP)-R

```

```

AUX=0.0

```

```

MCP=0.0

```

```

CONTINUE

```

```

PA1=PAMAX

```

```

CONTINUE

```

```

N=1.0

```

```

CONTINUE

```

```

X=0.0

```

```

Z=0.0

```

```

VC=N*VCC

```

```

WRITE (6,3000) N,VC,MCP,PA1

```

```

MA1=(PA1*VA)/(R*IA1)

```

```

MC1=(PC1*VC)/(R*IC1)

```

```

WRITE (6,4000) MA1,MC1

```

```

MA=MA1

```

```

MC=MC1

```

```

IA=IA1

```

```

IC=IC1

```

```

PA=PA1

```

```

PC=PC1

```

```

I=0.0

```

```

CALL ABAST(X,Z,VC,MA,MC,IA,IC,PA,PC,T,PAMAX,PC1,Q,R,PAC,MCPD

```

```

,PAMIN,C,J,CP,IS,DELT,VA,UJ,PCMAX,MCP)

```

*

```

N=N+1

```

```

IF(N=3)40,40,140

```

```

CONTINUE

```

```

PA1=PA1-DP

```

```

IF(PA1-PAMIN)150,150,30

```

```

CONTINUE

```

```

MCP=MCPD

```

```

AUX=AUX+1.0

```

```

IF(AUX-1.0)160,20,160

```

```

160 CONTINUE

```

```

1000 FORMAT (F4.2,2X,F6.2,2X,F5.3,2X,F6.1,2X,E10.4,2X,F7.5,/,F7.5,2X,F5

```

```

*,3,2X,F5.3,2X,F4.1,2X,F6.2,2X,E10.4)

```

```

1500 FORMAT (E13.7,2X,E13.7,2X,F6.2,/,E13.7,2X,E13.7,2X,E12.5)

```

```

2000 FORMAT (1X,0 K=0,F4.2,5X,0 R=0,F6.2,5X,0 CP=0,F5.3,/,1X,0 FATOR 0

```

```

*L CONVERSAO=0,F6.1,5X,0 COEFICIENTE DE ESTRANGULAMENTO=0,E10.4,/,

```

```

*1X,0 VAZAO COMPRESSOR=0,F7.5,6X,0 VAZAO CONSTANTE VALVULA=0,F7.5,/,

```

```

*/,1X,0 VOLUME ARMAZENAMENTO=0,F5.3,4X,0 VOL TANQUE VEICULO=0,F5.3,

```

```

*/)

```

```

2500 FORMAT (1X,0 PRESSAO MINIMA ARMAZE=0,E13.7,5X,0 PRESSAO INICIAL VE

```

```

*ICULOS=0,E13.7,/,1X,0 TEMPERATURA INICIAL ARMAZ=0,F6.2,8X,0 TEMPE

```

START OF SEGMENT 002

FORMAT SEGMENT IS 0009 LONG

```

C 002:0000:0

```

```

C 002:0000:0

```

```

C 002:0000:0

```

```

C 002:0000:0

```

```

FIB IS 0006 LONG

```

```

C 002:0010:2

```

```

C 002:0030:2

```

```

FIB IS 0006 LONG

```

```

C 002:0043:2

```

```

C 002:0057:2

```

```

C 002:0059:1

```

```

C 002:0059:5

```

```

C 002:005A:3

```

```

C 002:005A:3

```

```

C 002:005B:2

```

```

C 002:005B:2

```

```

C 002:005C:0

```

```

C 002:005C:0

```

```

C 002:005C:4

```

```

C 002:005D:2

```

```

C 002:005E:4

```

```

C 002:006A:2

```

```

C 002:006C:4

```

```

C 002:006F:0

```

```

C 002:0077:2

```

```

C 002:0078:1

```

```

C 002:0079:0

```

```

C 002:0079:5

```

```

C 002:007A:4

```

```

C 002:007B:3

```

```

C 002:007C:2

```

```

C 002:007D:0

```

```

C 002:0085:0

```

```

C 002:008A:4

```

```

C 002:008B:5

```

```

C 002:008C:5

```

```

C 002:008C:5

```

```

C 002:008E:1

```

```

C 002:008F:1

```

```

C 002:008F:1

```

```

C 002:0090:0

```

```

C 002:0091:1

```

```

C 002:0092:0

```

```

C 002:0092:0

```

```

C 002:0092:0

```

```

C 002:0092:0

```

```

C 002:0092:0

```

```

C 002:0092:0

```

```

C 002:0092:0

```

```

C 002:0092:0

```

```

C 002:0092:0

```

```

C 002:0092:0

```

```

C 002:0092:0

```

```

C 002:0092:0

```

```

*RAIURA INICIAL VEICULOS=5,F6.2,/,1X,0 TEMPERATURA GASES COMPR=0,F
*6.2,/,1X,0 PRESSAO MAX ARMARZ=0,E13.7,9X,0 PRESSAO MAX VEICULOS=0,
*E13.7,/,1X,0 INCREMENTO DE TEMPO=0,F4.1,17X,0 INCREMENTO DE PRESS
*AU=0,E12.6,/,1X,0 PRESSAO DE CONTROLE DO COMPRESSOR=0,F9.5,/,)
3000 FORMAT (1H1,1X,0 NUMERO DE VEICULOS=0,F3.1,8X,0 VDL TOTAL VEICULOS
*0,F5.3,/,1X,0 VAZAO COMPRESSOR=0,F7.5,8X,0 PRESSAO INICIAL ARMARZ
*0,E13.7,/,)
4000 FORMAT (1X,0 MASSA INICIAL ARMAZENAMENTO=0,F6.2,/,1X,0 MASSA INICI
*AL VEICULOS=0,E10.3,/,)
STOP
END

```

SEGMENT 002 IS 00A8 LONG

START OF SEGMENT 006

```

SUBROUTINE ABAST(X,7,VC,MA,MC,14,IC,PA,PC,I,PAMAX,PCI,0,R,FAC,MCPD
*PAMIN,C,J,CP,IS,DEL,VA,UJ,PCMAX,MCP)
REAL K,R,CP,UJ,DEL,Q,VA,VC,PCI,MCPD,PCMAX,PAMAX,J,C,1A,IC,PA,PC,M
*C,MA,Y,IE,IS,M,X,Z,Y,PAC,PAMIN,MCP,IM,IM1,MS,ET
50 CONTINUE
IF(PA-PAC)60,60,55
IF(MCP-0.0)70,80,70
80 CONTINUE
GO TO 108
70 IF(X-1.0)90,100,90
90 CONTINUE
MCP=C.0
WRITE(6,5000) I
X=1.0
GO TO 106
100 CONTINUE
GO TO 108
60 IF(PA-PAMIN)102,102,103
102 IF(MCP-0.0)104,105,104
104 IF(Z-0.0)111,112,111
111 CONTINUE
GO TO 106
112 CONTINUE
WRITE (6,6000) I
Z=1.0
MCP=MCPD
GO TO 105
105 CONTINUE
WRITE (6,5500) I
GO TO 130
103 IF(MCP-0.0)113,114,113
113 CONTINUE
GO TO 109
114 CONTINUE
IF(X-1.0)115,116,115
115 CONTINUE
GO TO 108
116 CONTINUE
MCP=MCPD
X=G.0
WRITE (6,5200) I
GO TO 109
108 CONTINUE
Y=(PA-PC)/(PAMAX-PCI)

```

```

C 002:0092:0
C 002:0092:0
C 002:0092:0
C 002:0092:0
C 002:0092:0
C 002:0092:0
C 002:0092:0
C 002:0092:0
C 002:0092:0
C 002:0092:0
C 002:0092:0
C 002:0092:5
SEGMENT 002 IS 00A8 LONG
START OF SEGMENT 006
C 006:0000:0
C 006:0000:0
C 006:0000:0
C 006:0000:0
C 006:0000:0
C 006:0000:0
C 006:0001:2
C 006:0002:3
C 006:0002:3
C 006:0003:0
C 006:0004:1
C 006:0004:1
C 006:0004:5
C 006:0008:2
C 006:000C:0
C 006:000C:3
C 006:000C:3
C 006:000D:0
C 006:000E:2
C 006:000F:3
C 006:0010:4
C 006:0010:4
C 006:0011:1
C 006:0011:1
C 006:0018:2
C 006:0019:0
C 006:0019:5
C 006:001A:2
C 006:001A:2
C 006:0021:2
C 006:0021:5
C 006:0023:0
C 006:0023:0
C 006:0023:3
C 006:0023:3
C 006:0024:4
C 006:0024:4
C 006:0025:1
C 006:0025:1
C 006:0026:0
C 006:0026:0
C 006:0026:4
C 006:002D:2
C 006:002D:5
C 006:002D:5

```



```

M=((PA*G)/(R*TA))*(EXP(Y)-1.0)
MS=M
IM=TA
GO TO 110
109 CONTINUE
Y=(PA-PC)/(PAMAX-PC1)
M=((PA*G)/(R*TA))*(EXP(Y)-1.0)+((R*MCP*(TA-IS))/(TA*R)
MS=M-MCP
IM=((MS*TA)+(MCP*TS))/M
IF(MS=0.0)106,105,110
106 CONTINUE
IC=((MC*IC*C)+(MCP*J*CP*IS*DELT))/(C*(MC+(MCP*DELT)))
MC=MC+(MCP*DELT)
PC=(MC*R*IC)/VC
WRITE (5,5100) I,IC,MC,PC
GO TO 120
110 CONTINUE
IE=IM-(UJ*(PA-PC))
IA=((MA*IA*C)-((MS*J*CP*TA*DELT)/2.))/((C*(MA-(MS*DELT)))+(MS
*CP*J*DELT)/2.))
MA=MA-(MS*DELT)
PA=((MA*R*TA)/VA
IC=((MC*IC*C)+(M*J*CP*IE*DELT))/(C*(MC+(M*DELT)))
MC=MC+(M*DELT)
PC=(MC*R*IC)/VC
WRITE (6,6200) I,IE
WRITE (6,6300) IA,MA,PA,IC,MC,PC
120 CONTINUE
I=I+DELT
IF(PC-PCMAX)50,130,130
130 CONTINUE
5000 FORMAT (1X,5X,0 TEMPO=0,F6.1,0 COMPRESSOR DESLIGADO PA=PAMAX,0,/)
5200 FORMAT (1X,5X,0 TEMPO=0,F6.1,3X,0 COMPRESSOR VOLTA FUNCIONAR,0,/)
5500 FORMAT (1X,5X,0 TEMPO=0,F6.1,3X,0 PROCESSO DE ENCHIMENTO INTERROMP
*IDO = PA=PAMIN,0,/)
6000 FORMAT (1X,5X,0 TEMPO=0,F6.1,3X,0 ARMAZENAMENTO FECHADO PA=PAMIN,0,
*/)
6100 FORMAT (1X,5X,0 TEMPO=0,F6.1,/,1X,14X,0 VEICULOS:0,3X,0 TEMPERATUR
*A=0,F6.2,5X,0 MASSA=0,F6.2,5X,0 PRESSAO=0,E13.7,/)
6200 FORMAT (1X,5X,0 TEMPO=0,F6.2,5X,0 TEMPERATURA APOS ESTRANGULAMENTO
*=0,F6.2)
6300 FORMAT (1X,14X,0 ARMAZENAMENTO:0,3X,0 TEMPERATURA=0,F6.2,4X,0 MASS
*A=0,F6.2,4X,0 PRESSAO=0,E13.7,/,1X,14X,0 VEICULOS:0,8X,0 TEMPERATUR
*RA=0,F6.2,4X,0 MASSA=0,F6.2,4X,0 PRESSAO=0,E13.7,/)
RETURN
END

```

SEGMENT 006 IS 000F LONG

FORMAT SEGMENT IS 0096 LONG
 START OF SEGMENT 008
 SEGMENT 008 IS 000E LONG

NO ERRORS DETECTED. NUMBER OF CARDS = 152.
 COMPILATION TIME = 8 SECONDS ELAPSED, 1.74 SECONDS PROCESSING(9241 CPM).
 D2 STACK SIZE = 8 WORDS. FILE SIZE = 140 WORDS. ESTIMATED CORE STORAGE REQUIREMENT = 620 WORDS.
 TOTAL PROGRAM CODE = 406 WORDS. ARRAY STORAGE = 0 WORDS.
 NUMBER OF PROGRAM SEGMENTS = 9. NUMBER OF DISK SEGMENTS = 52.
 PROGRAM CODE FILE = (PMC519811348)OBJECT/PROGRAMA ON PACK.
 COMPILER COMPILED ON 07/50/82 (FORTRAN ON PACK).

K=1.32 R=518.35 CP=0.532

FATOR DE CONVERSAO=4186.0 COEFICIENTE DE ESTRANGULAMENTO= .2367E+05

VAZAO COMPRESSOR=3.01876 VAZAO CONSTANTE VALVULA=0.00089

VOLUME ARMAZENAMENTO=2.000 VOL TANQUE VEICULO=0.090

PRESSAO MINIMA ARMAZE= .1733745E+08 PRESSAO INICIAL VEICULOS= .1993130E+06

TEMPERATURA INICIAL ARMAZ=301.15 TEMPERATURA INICIAL VEICULOS=299.15

TEMPERATURA GASES CUMPR=303.15

PRESSAO MAX ARMAZ= .2216458E+08 PRESSAO MAX VEICULOS= .1733745E+08

INCREMENTO DE TEMPO= 1.0 INCREMENTO DE PRESSAO= .100000E+07

PRESSAO DE CONTROLE DO COMPRESSOR= .218E+08

NUMERO DE VEICULOS=1.0 VDL TOTAL VEICULOS=0.090
VAZAO COMPRESSOR=0.00000 PRESSAO INICIAL ARMAZ= .2116463E+09
MASSA INICIAL ARMazenamento=271.17
MASSA INICIAL VEICULOS= .116E+00

TEMPO= 0.00	TEMPERATURA APOS ESTRANGULAMENTO=241.04	PRESSAO= .2096881E+08
ARMazenamento:	TEMPERATURA=300.50	MASSA=269.24
VEICULOS:	TEMPERATURA=313.32	MASSA= 2.04
TEMPO= 10.00	TEMPERATURA APOS ESTRANGULAMENTO=250.95	PRESSAO= .2082344E+08
ARMazenamento:	TEMPERATURA=300.01	MASSA=267.01
VEICULOS:	TEMPERATURA=318.99	MASSA= 3.48
TEMPO= 20.00	TEMPERATURA APOS ESTRANGULAMENTO=258.62	PRESSAO= .2071125E+08
ARMazenamento:	TEMPERATURA=299.54	MASSA=266.79
VEICULOS:	TEMPERATURA=323.37	MASSA= 4.58
TEMPO= 30.00	TEMPERATURA APOS ESTRANGULAMENTO=264.73	PRESSAO= .2052233E+08
ARMazenamento:	TEMPERATURA=299.34	MASSA=265.82
VEICULOS:	TEMPERATURA=326.85	MASSA= 5.46
TEMPO= 40.00	TEMPERATURA APOS ESTRANGULAMENTO=269.70	PRESSAO= .2055047E+08
ARMazenamento:	TEMPERATURA=299.09	MASSA=265.11
VEICULOS:	TEMPERATURA=329.59	MASSA= 5.17
TEMPO= 50.00	TEMPERATURA APOS ESTRANGULAMENTO=273.79	PRESSAO= .2049154E+08
ARMazenamento:	TEMPERATURA=298.89	MASSA=264.52
VEICULOS:	TEMPERATURA=332.04	MASSA= 6.76
TEMPO= 60.00	TEMPERATURA APOS ESTRANGULAMENTO=277.19	PRESSAO= .2044266E+08
ARMazenamento:	TEMPERATURA=298.73	MASSA=264.04
VEICULOS:	TEMPERATURA=333.99	MASSA= 7.24
TEMPO= 70.00	TEMPERATURA APOS ESTRANGULAMENTO=280.06	PRESSAO= .2040175E+08
ARMazenamento:	TEMPERATURA=298.59	MASSA=263.63
VEICULOS:	TEMPERATURA=335.64	MASSA= 7.65
TEMPO= 80.00	TEMPERATURA APOS ESTRANGULAMENTO=282.48	PRESSAO= .2036726E+08
ARMazenamento:	TEMPERATURA=298.47	MASSA=263.29
VEICULOS:	TEMPERATURA=337.03	MASSA= 7.99
TEMPO= 90.00	TEMPERATURA APOS ESTRANGULAMENTO=284.54	PRESSAO= .2033802E+08
ARMazenamento:	TEMPERATURA=298.37	MASSA=263.00
VEICULOS:	TEMPERATURA=338.22	MASSA= 8.28
TEMPO=100.00	TEMPERATURA APOS ESTRANGULAMENTO=286.30	PRESSAO= .2031310E+08
ARMazenamento:	TEMPERATURA=298.29	MASSA=262.76
VEICULOS:	TEMPERATURA=339.23	MASSA= 8.53
TEMPO=110.00	TEMPERATURA APOS ESTRANGULAMENTO=287.81	PRESSAO= .2029178E+08
ARMazenamento:	TEMPERATURA=298.21	MASSA=262.54
VEICULOS:	TEMPERATURA=340.10	MASSA= 8.74
TEMPO=120.00	TEMPERATURA APOS ESTRANGULAMENTO=289.11	PRESSAO= .2027347E+08
ARMazenamento:	TEMPERATURA=298.15	MASSA=262.36
VEICULOS:	TEMPERATURA=340.85	MASSA= 8.92

NUMERO DE VEICULOS=3.0 VUL TOTAL VEICULOS=0.270
VAZAO COMPRESSOR=0.00000 PRESSAO INICIAL ARMAS= .1816468E+08
MASSA INICIAL ARMAZENAMENTO=232.73
MASSA INICIAL VEICULOS= .347E+00

TEMPO= 0.00	TEMPERATURA APOS ESTRANGULAMENTO=249.64	PRESSAO= .1803144E+08
ARMazenamento:	TEMPERATURA=300.63	PRESSAO= .1018155E+07
VEICULOS:	TEMPERATURA=319.89	MASSA= 1.66
TEMPO= 10.00	TEMPERATURA APOS ESTRANGULAMENTO=251.86	PRESSAO= .1790922E+08
ARMazenamento:	TEMPERATURA=300.16	PRESSAO= .1777233E+07
VEICULOS:	TEMPERATURA=323.41	MASSA= 2.86
TEMPO= 20.00	TEMPERATURA APOS ESTRANGULAMENTO=253.91	PRESSAO= .1779667E+08
ARMazenamento:	TEMPERATURA=299.72	PRESSAO= .2482973E+07
VEICULOS:	TEMPERATURA=325.52	MASSA= 3.97
TEMPO= 30.00	TEMPERATURA APOS ESTRANGULAMENTO=255.81	PRESSAO= .1769269E+08
ARMazenamento:	TEMPERATURA=299.31	PRESSAO= .3140838E+07
VEICULOS:	TEMPERATURA=327.14	MASSA= 5.00
TEMPO= 40.00	TEMPERATURA APOS ESTRANGULAMENTO=257.59	PRESSAO= .1759633E+08
ARMazenamento:	TEMPERATURA=298.93	PRESSAO= .3755517E+07
VEICULOS:	TEMPERATURA=328.52	MASSA= 5.95
TEMPO= 50.00	TEMPERATURA APOS ESTRANGULAMENTO=259.25	PRESSAO= .1750679E+08
ARMazenamento:	TEMPERATURA=298.58	PRESSAO= .4331060E+07
VEICULOS:	TEMPERATURA=329.73	MASSA= 6.84
TEMPO= 60.00	TEMPERATURA APOS ESTRANGULAMENTO=260.80	PRESSAO= .1742339E+08
ARMazenamento:	TEMPERATURA=298.24	PRESSAO= .4870992E+07
VEICULOS:	TEMPERATURA=330.83	MASSA= 7.67
TEMPO= 70.00	TEMPERATURA APOS ESTRANGULAMENTO=262.26	PRESSAO= .1734553E+08
ARMazenamento:	TEMPERATURA=297.93	PRESSAO= .5378399E+07
VEICULOS:	TEMPERATURA=331.84	MASSA= 8.44
TEMPO= 80.00	TEMPERATURA APOS ESTRANGULAMENTO=263.62	PRESSAO= .1727270E+08
ARMazenamento:	TEMPERATURA=297.54	PRESSAO= .5855998E+07
VEICULOS:	TEMPERATURA=332.77	MASSA= 9.17
TEMPO= 90.0	PROCESSO DE ENCHIMENTO INTERROMPIDO : PA=PAMIN	

NUMERO DE VEICULOS=2.0 VOL TUTAL VEICULOS=0.180
VAZAO COMPRESSOR=0.01876 PRESSAO INICIAL ARMAZ= .2216468E+08
MASSA INICIAL ARMAZENAMENTO=283.96
MASSA INICIAL VEICULOS= .231E+00
TEMPC= 0.0 COMPRESSOR DESLIGADO PA=PAMAX
TEMPO= 0.00 TEMPERATURA APOS ESTRANGULAMENTO=238.18
ARMAZENAMENTO: TEMPERATURA=300.45 MASSA=281.81
VEICULOS: TEMPERATURA=309.35 MASSA= 2.40
TEMPC= 10.00 TEMPERATURA APOS ESTRANGULAMENTO=243.67
ARMAZENAMENTO: TEMPERATURA=299.85 MASSA=279.97
VEICULOS: TEMPERATURA=312.92 MASSA= 4.24
TEMPC= 20.0 COMPRESSOR VOLIA FUNCIONAR
TEMPO= 20.00 TEMPERATURA APOS ESTRANGULAMENTO=248.82
ARMAZENAMENTO: TEMPERATURA=299.40 MASSA=278.59
VEICULOS: TEMPERATURA=316.00 MASSA= 5.81
TEMPC= 30.00 TEMPERATURA APOS ESTRANGULAMENTO=253.10
ARMAZENAMENTO: TEMPERATURA=299.02 MASSA=277.41
VEICULOS: TEMPERATURA=318.64 MASSA= 7.17
TEMPC= 40.00 TEMPERATURA APOS ESTRANGULAMENTO=256.91
ARMAZENAMENTO: TEMPERATURA=298.69 MASSA=276.40
VEICULOS: TEMPERATURA=320.96 MASSA= 8.37
TEMPC= 50.00 TEMPERATURA APOS ESTRANGULAMENTO=260.32
ARMAZENAMENTO: TEMPERATURA=298.40 MASSA=275.53
VEICULOS: TEMPERATURA=323.01 MASSA= 9.43
TEMPC= 60.00 TEMPERATURA APOS ESTRANGULAMENTO=263.41
ARMAZENAMENTO: TEMPERATURA=298.16 MASSA=274.78
VEICULOS: TEMPERATURA=324.86 MASSA= 10.37
TEMPC= 70.00 TEMPERATURA APOS ESTRANGULAMENTO=266.21
ARMAZENAMENTO: TEMPERATURA=297.94 MASSA=274.12
VEICULOS: TEMPERATURA=326.52 MASSA= 11.21
TEMPC= 80.00 TEMPERATURA APOS ESTRANGULAMENTO=268.77
ARMAZENAMENTO: TEMPERATURA=297.75 MASSA=273.56
VEICULOS: TEMPERATURA=328.02 MASSA= 11.97
TEMPC= 90.00 TEMPERATURA APOS ESTRANGULAMENTO=271.12
ARMAZENAMENTO: TEMPERATURA=297.59 MASSA=273.06
VEICULOS: TEMPERATURA=329.36 MASSA= 12.65
TEMPC= 100.00 TEMPERATURA APOS ESTRANGULAMENTO=273.30
ARMAZENAMENTO: TEMPERATURA=297.45 MASSA=272.63
VEICULOS: TEMPERATURA=330.63 MASSA= 13.27
TEMPC= 110.00 TEMPERATURA APOS ESTRANGULAMENTO=275.31
ARMAZENAMENTO: TEMPERATURA=297.32 MASSA=272.26
VEICULOS: TEMPERATURA=331.78 MASSA= 13.83
PRESSAO= .2194404E+08
PRESSAO= .2140454E+07
PRESSAO= .2175796E+08
PRESSAO= .3818994E+07
PRESSAO= .2161789E+08
PRESSAO= .5286602E+07
PRESSAO= .2149884E+08
PRESSAO= .6583700E+07
PRESSAO= .2139691E+08
PRESSAO= .7738180E+07
PRESSAO= .2130915E+08
PRESSAO= .6771784E+07
PRESSAO= .2123326E+08
PRESSAO= .9701797E+07
PRESSAO= .2116747E+08
PRESSAO= .1054220E+08
PRESSAO= .2111032E+08
PRESSAO= .1130444E+08
PRESSAO= .2106065E+08
PRESSAO= .1199807E+08
PRESSAO= .2101748E+08
PRESSAO= .1263106E+08
PRESSAO= .2098003E+08
PRESSAO= .1321020E+08

NUMERO DE VEICULOS=1.0 VCL TOTAL VEICULOS=0.090
VAZAO COMPRESSOR=0.01676 PRESSAO INICIAL ARMZ= .2016468E+08
MASSA INICIAL ARMAZENAMENTO=258.35
MASSA INICIAL VEICULOS= .116E+00

TEMPC= 0.00	TEMPERATURA APOS ESTRANGULAMENTO=244.13	PRESSAO= .2001073E+08
ARMAZENAMENTO:	TEMPERATURA=300.61	PRESSAO= .3318862E+07
VEICULOS:	TEMPERATURA=316.98	
TEMPO= 10.00	TEMPERATURA APOS ESTRANGULAMENTO=253.12	
ARMAZENAMENTO:	TEMPERATURA=300.22	PRESSAO= .1989793E+08
VEICULOS:	TEMPERATURA=322.37	PRESSAO= .5787499E+07
TEMPC= 20.00	TEMPERATURA APOS ESTRANGULAMENTO=260.30	
ARMAZENAMENTO:	TEMPERATURA=299.92	PRESSAO= .1981320E+08
VEICULOS:	TEMPERATURA=326.55	PRESSAO= .7787478E+07
TEMPO= 30.00	TEMPERATURA APOS ESTRANGULAMENTO=266.18	
ARMAZENAMENTO:	TEMPERATURA=299.69	PRESSAO= .1974867E+08
VEICULOS:	TEMPERATURA=329.93	PRESSAO= .9435422E+07
TEMPC= 40.00	TEMPERATURA APOS ESTRANGULAMENTO=271.08	
ARMAZENAMENTO:	TEMPERATURA=299.52	PRESSAO= .1969926E+08
VEICULOS:	TEMPERATURA=332.74	PRESSAO= .1061070E+08
TEMPO= 50.00	TEMPERATURA APOS ESTRANGULAMENTO=275.25	
ARMAZENAMENTO:	TEMPERATURA=299.38	PRESSAO= .1966148E+08
VEICULOS:	TEMPERATURA=335.09	PRESSAO= .1196984E+08
TEMPO= 60.00	TEMPERATURA APOS ESTRANGULAMENTO=278.83	
ARMAZENAMENTO:	TEMPERATURA=299.28	PRESSAO= .1963288E+08
VEICULOS:	TEMPERATURA=337.09	PRESSAO= .1295456E+08
TEMPO= 70.00	TEMPERATURA APOS ESTRANGULAMENTO=281.96	
ARMAZENAMENTO:	TEMPERATURA=299.21	PRESSAO= .1961164E+08
VEICULOS:	TEMPERATURA=338.80	PRESSAO= .1379652E+08
TEMPO= 80.00	TEMPERATURA APOS ESTRANGULAMENTO=284.72	
ARMAZENAMENTO:	TEMPERATURA=299.15	PRESSAO= .1959637E+08
VEICULOS:	TEMPERATURA=340.27	PRESSAO= .1452027E+08
TEMPO= 90.00	TEMPERATURA APOS ESTRANGULAMENTO=287.19	
ARMAZENAMENTO:	TEMPERATURA=299.12	PRESSAO= .1958604E+08
VEICULOS:	TEMPERATURA=341.56	PRESSAO= .1514525E+08
TEMPC=100.00	TEMPERATURA APOS ESTRANGULAMENTO=289.42	
ARMAZENAMENTO:	TEMPERATURA=299.09	PRESSAO= .1957979E+08
VEICULOS:	TEMPERATURA=342.68	PRESSAO= .1568704E+08
TEMPC=110.00	TEMPERATURA APOS ESTRANGULAMENTO=291.47	
ARMAZENAMENTO:	TEMPERATURA=299.08	PRESSAO= .1957699E+08
VEICULOS:	TEMPERATURA=343.66	PRESSAO= .1615832E+08
TEMPC= 120.0		
VEICULOS:	TEMPERATURA=344.81	PRESSAO= .1658523E+08
	MASSA= 8.35	

TEMPO= 130.0
VEICULOS: TEMPERATURA=345.92 MASSA= 8.54 PRESSAO= .1701215E+08

TEMPO= 140.0
VEICULOS: TEMPERATURA=346.98 MASSA= 8.73 PRESSAO= .1743906E+08

Lavagem de Biogás

Remoção de sulfídrico

A maior parte dos gases sulfídricos presentes no biogás pode ser removido de maneira simples e barata por um filtro feito de um tambor contendo uma mistura de cavacos de ferro e lascas de madeira. O material do filtro pode ser regenerado, separando-o e espalhando-o, para facilitar sua oxigenação pelo ar, podendo ser usado novamente.

É conveniente ter dois ou mais filtros para se fazer a regeneração ou troca de material dos filtros. Tambores de plástico são os mais adequados, desde que tambores de aço serão corroídos pelos sulfetos, a menos que uma tinta epoxy seja aplicada. Um tambor contendo $0,2 \text{ m}^3$ de material filtrante será capaz de remover a maior parte dos gases sulfídricos de uma produção de 90 m^3 diária durante uma semana se o biogás for produzido a partir de esterco animal (rico em sulfetos) e durante 2 a 3 semanas se for produzido a partir de restos vegetais. O biogás assim filtrado será limpo o suficiente para uso na maioria das aplicações sem causar corrosão. Algum sulfeto remanescente, após a filtragem, será completamente removido junto com o dióxido de carbono ao longo do processo de lavagem. O uso desse filtro não é essencial quando o gás for lavado em água, mas evitará corrosão no primeiro estágio de compressão (antes da lavagem).

Remoção de dióxido de carbono

Existem várias maneiras de remover o dióxido de carbono do biogás, contudo o único método adequado para operações em pequena escala é a lavagem com água sobre pressão. Este método leva a vantagem do fato, que o CO_2 dissolve facilmente em água sobre pressão, enquanto que o metano é somente ligeiramente solúvel. Tem também, a vantagem de ser muito simples e de que o biogás sobre pressão para a lavagem pode ser obtido a partir do 1º estágio de compressão. Em operação, a lavagem e compressão do biogás é controlada automaticamente como mostra a figura A.1.

O compressor succiona o biogás do bolsão e o bombeia até a entrada, em baixo, da torre de lavagem à pressão adequada para a remoção do CO_2 pela água. A água é bombeada até o topo da torre de lavagem à mesma

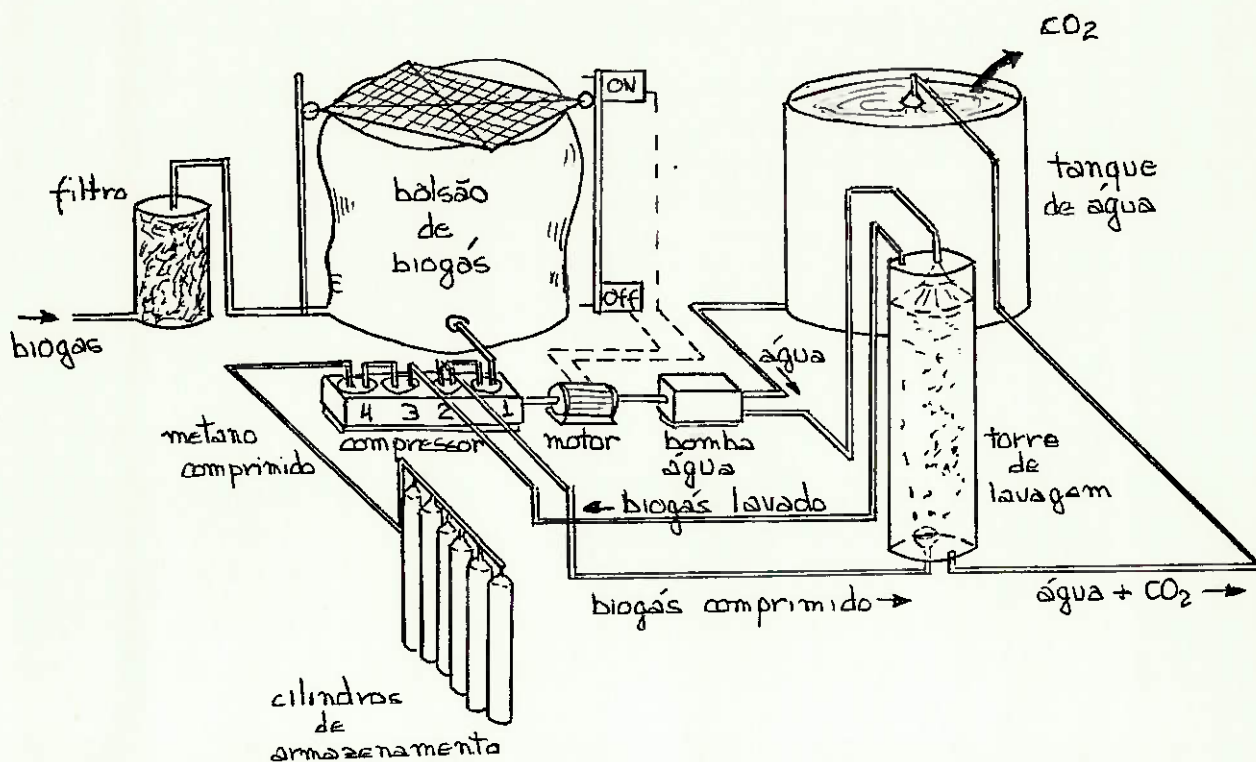


Figura A1: Esquema ilustrando a lavagem do biogás.

pressão do biogás e se caminha torre abaixo, dissolvendo o CO_2 e carregando-o para a saída em baixo. A vazão de saída de água da torre é governada por um controlador de nível que mantém o nível de água desejada na torre. O biogás lavado, agora quase só metano, sai pelo topo da torre e se dirige para os estágios finais de compressão. Uma válvula de alívio de pressão na saída de gás mantém a pressão na torre, ao permitir que o metano só escape quando for atingida a pressão desejada. A água usada é descarregada num reservatório à pressão atmosférica, onde o CO_2 dissolvido é liberado para a atmosfera, podendo, então ser usada novamente.

O método de lavagem à água é capaz de remover virtualmente todo o CO_2 presente no biogás se for escolhido corretamente a pressão de lavagem, a vazão de água e as dimensões da torre de lavagem, para

determinada vazão de gás. Na prática 100% de remoção de CO_2 não é necessário pois, a maioria dos veículos tem performance satisfatória quando o biogás apresenta 95% ou mais de metano.

Projeto

Não há uma fórmula simples para a escolha da combinação apropriada entre a pressão de lavagem e as vazões de água e gás para produzir a pureza requerida, embora seja fator decisivo a solubilidade do CO_2 na água nas condições escolhidas. A solubilidade do CO_2 em água pura à temperatura, em redor de, 15°C é $(0,87 \times \text{pressão parcial do } \text{CO}_2)$ litros por litro de água. A pressão parcial do CO_2 no biogás é dada pela pressão total vezes a fração de CO_2 na mistura, portanto para o biogás contendo 65% de metano, à pressão atmosférica, a pressão parcial do CO_2 será $1 \times 35/100 = 0,35$. Nestas condições $0,87 \times 0,35 = 0,30$ litros de CO_2 serão dissolvidos em cada litro de água. A 10 atmosferas de pressão total 3,0 litros de CO_2 serão dissolvidos em cada litro de água usada na lavagem.

Infortunadamente, a quantidade de CO_2 que deveria dissolver na água, na prática não se dissolve. Este fato ocorre porque o CO_2 não tem tempo suficiente para se dissolver totalmente durante sua passagem pela torre de lavagem. Uma menor solubilidade também deve ser esperada se a água de lavagem é reciclada, porque ela já conterá algum CO_2 que não teve tempo de ser liberado para a atmosfera. Por essas razões é mais confiável desenvolver o projeto do sistema de lavagem baseando-se na performance real, mostrada na figura A2. O gráfico da figura A2 fornece o volume de CO_2 que deve ser removido do biogás por cada litro de água para qualquer pressão parcial do CO_2 que for gerada pelo compressor. Dessa figura e do volume de CO_2 bombeado através da torre de lavagem por minuto pelo compressor, é possível calcular a vazão de água necessária. Um exemplo é dado abaixo.

Deseja-se lavar biogás produzido a partir de esterco animal do qual sabe-se que contém 63% de metano. O compressor utilizado comprimirá 8 m^3 de biogás por hora à 200 psi. Qual as especificações da bomba de água se o processo for feito com água reciclada?

1. A pressão parcial do CO_2 na torre de lavagem será:

$$\frac{200}{14,7} \times \frac{37}{100} = 5,3 \text{ atmosferas}$$

2. Da figura A2: para 5,3 atmosferas 0,9 litros de CO_2 pode ser dissolvido em cada litro de água.
3. O compressor bombeará $8 \times 1000/60$ litros/minuto de biogás, que corresponde a $8 \times 1000/60 \times 37/100 = 49,3$ litros/minuto de CO_2 .
4. Portanto, para remover 49,3 litros de CO_2 do biogás a cada minuto, será necessário bombear $49,3/0,9 = 54,8$ litros de água.

A bomba de água adequada deverá fornecer cerca de 55 litros/minuto a 200 psi.

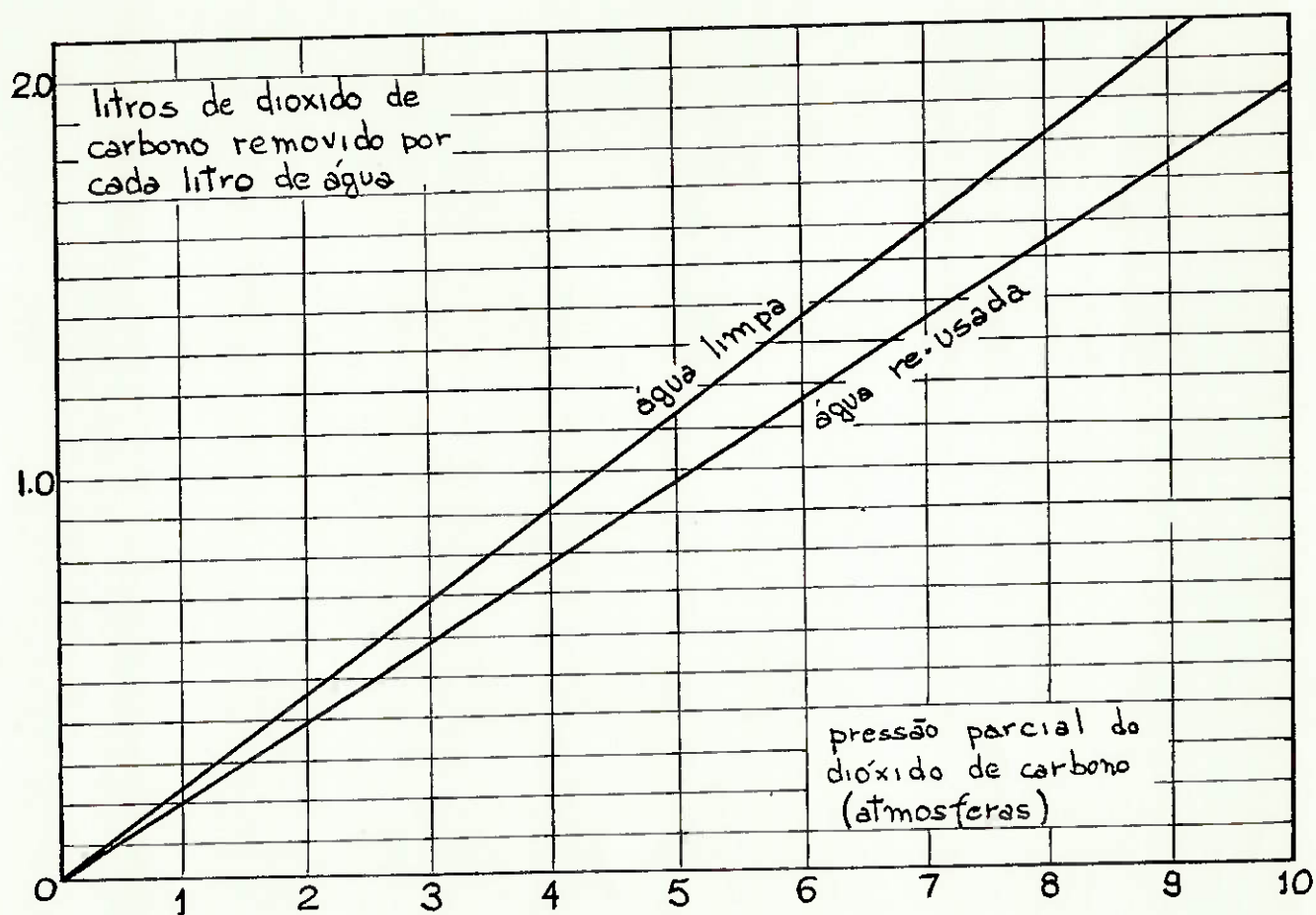


Figura A2: Gráfico mostrando quanto CO_2 pode ser removido por cada litro de água para diferentes pressões e diferentes porcentagens de CO_2 .

Escolha do compressor

O compressor deve ser de 3 ou 4 estágios e conectado com tubos de aço inoxidável sem gaxeta, sendo que não pode ter componente de cobre, porque o cobre é rapidamente atacado pelos sulfetos, pelo CO_2 e pelo ácido carbônico formado por alguma umidade do biogás. Compressores resfriados a ar são mais simples do que resfriados à água, mas quando o compressor opera em conjunto com uma instalação de biogás, um modelo resfriado a água oferece a oportunidade de usar esta água "quente" para ceder calor ao processo de digestão, alcançando maiores eficiências na utilização de energia.

Para pequenas instalações é mais econômico usar um único compressor para a lavagem e compressão pois, o custo é menor, a instalação elétrica é mais simples e existem menos itens que requerem manutenção regular. Para grandes instalações pode ser mais econômico usar um compressor separado para o processo de lavagem; a redução de volume do gás lavado (causado pela remoção do CO_2) permite que o compressor de altas pressões seja menor em capacidade, o que reduz seu custo.

Escolha da bomba de água

O compressor sendo escolhido, a vazão de gás através da torre de lavagem está determinada como também a pressão de lavagem. O único elemento ainda flexível é a escolha de se retirar o gás do 1º estágio do compressor para a lavagem ou do 2º estágio. A bomba de água deve ser escolhida de modo a suprir água à pressão superior ou à pressão de lavagem e numa vazão adequada à limpeza do biogás. A fim de se promover alguma flexibilidade para o aumento da eficiência do processo de limpeza é desejável escolher um tipo de bomba no qual a vazão não dependa fortemente da pressão, senão, qualquer tentativa de aumentar a pureza do biogás pelo incremento de pressão será deprimida por uma correspondente redução na vazão de água. Se é pretendido que o processo de limpeza opere automaticamente é também essencial escolher uma bomba confiável sob uso extensivo e de fácil manutenção. Se a água for reciclada será necessário bombear água contendo CO_2 dissolvido, assim, rotor de aço inoxidável ou diafragma de borracha são preferíveis para evitar corrosão.

Torre de Lavagem

A torre de lavagem é o vaso onde o biogás entra em contato com a água. Quanto maior a altura do vaso maior a eficiência do processo de limpeza. Mas as dimensões não são realmente tão importantes como as vazões de gás e água e a pressão, na obtenção de determinada pureza do gás; assim, um tubo de 6 m de comprimento e 200 mm de diâmetro formará uma torre adequada para limpar 2000 m³ de biogás por dia. Um tubo de pvc para irrigação de 6 m de comprimento e 200 mm de diâmetro pode ser usado para fazer torre barata e livre de corrosão para pequenas instalações onde a pressão de lavagem é menor do que 1200 kPa (147 psi). Tubos de aço devem ser usados para pressões de lavagem maiores.

Alguns sistemas usam uma segunda torre para ajudar a liberação do CO₂ da água antes de ser re-usada. Contudo isto não é necessário desde que o reservatório de água seja grande o suficiente para que a água permaneça nele o tempo necessário para que perca a maior parte de CO₂ presente antes de ser usada novamente. Um tanque aberto de concreto de 13,6 m³ de volume é adequado para a maioria dos casos. Os tanques de concreto devem ser interiormente pintados com tinta epoxy para prevenir erosão pelo ácido carbônico contido na água.

Bibliografia

1. ASME, Seção 8 divisão 1
Vasos de pressão
2. Natural Gas Processors Suppliers Association, Engineering Data Book
3. Van Wylen, Gordon J. e Sonntag, Richard E., Fundamentos da Termodinâmica Clássica. Editora Edgard Bluecher, São Paulo, 1978.
4. Kreit, Frank. Princípios da Transmissão de Calor, Editora Edgard Bluecher, São Paulo, 1977.
5. Silva, Remi B. Compressores Bombas de vácuo e ar comprimido. Grêmio Politécnico, São Paulo, 1980.
6. Silva, Remi B. Manual de Termodinâmica e Transmissão de calor. Grêmio Politécnico, São Paulo, 1979.
7. Kern, Donald Q. Process Heat Transfer. Mc Graw, New York, 1965
8. West, J. P. e Brown, L. G. Wellington Gas Company. Compressed Natural Gas. New Zeland Energy Research and Development Committee, 1979.
9. Off. Meccanica Tartarine. Guidelines for the choice of the C.N.G. Station. Italy.
10. Farm Produce & Practice. Energy: Biogas Scrubbing. Nova Zelandia, 1982.
11. COMGAS, Companhia de Gás de São Paulo. Estação de Captação de Gás do km 14,5 da Rodovia Raposo Tavares, São Paulo, 1982.
12. Salvetti, D. D. e Azevedo, A. S. Elementos de Programação, Fortran IV. Companhia Editora Nacional, 1976.